

Universidad Carlos III de Madrid

Departamento de Ingeniería Mecánica



Proyecto Fin de Carrera

Ingeniería Técnica Industrial Mecánica

*“Modelado y simulación del comportamiento del
contacto ferodo-llanta en ferrocarril II”*

Autor: David Molina Trigueros.

Tutor: Juan Carlos García Prada.

Leganés, 27 de abril de 2012

Título: Modelado y simulación del comportamiento del contacto ferodo-llanta en
ferrocarril II

Autor: David Molina Trigueros

Director: Juan Carlos García Prada

EL TRIBUNAL

Presidente: _____

Vocal: _____

Secretario: _____

Realizado el acto de defensa y lectura del Proyecto Fin de Carrera el día ____ de
_____ de 20__ en Leganés, en la Escuela Politécnica Superior de la Universidad
Carlos III de Madrid, acuerda otorgarle la CALIFICACIÓN de

VOCAL

SECRETARIO

PRESIDENTE

ÍNDICE

Agradecimientos.....	1
Resumen.....	2
Abstract.....	3
1. Introducción y objetivos.....	5
1.1 Introducción.....	5
1.2 Objetivos.....	7
1.3 Estructura del documento.....	8
2. Conceptos preliminares.....	10
2.1 Evolución histórica del ferrocarril.....	10
2.1.1 <i>El ferrocarril en España</i>	11
2.2 El Marco Europeo. Presente y futuro del ferrocarril en Europa.....	14
2.2.1 <i>Situación actual del ferrocarril en la Unión Europea.</i>	14
2.2.2 <i>Necesidad de revitalizar el ferrocarril. Ventajas respecto a otros medios de transporte.</i>	16
2.2.3 <i>El futuro del ferrocarril en la Unión Europea. Medidas previstas.</i>	18
2.2.4 <i>Situación del ferrocarril en España. El modelo actual y el de futuro.</i>	19
2.3 Clasificación general de los tipos de freno.....	20
2.3.1 <i>Frenado Mecánico.</i>	22
2.3.1.1 <i>Frenos de zapata</i>	22
2.3.1.2 <i>Frenos de disco</i>	27
2.3.1.3 <i>Frenos de patín</i>	27
2.3.2 <i>Accionamiento del Sistema de Frenado.</i>	28
2.3.2.1 <i>Circuito de frenos individuales/continuos.</i>	29
2.3.2.2 <i>Frenos Neumáticos.</i>	31
2.3.2.3 <i>Freno de Vacío.</i>	40
2.3.2.4 <i>Freno automático de Aire Comprimido.</i>	40
2.3.2.5 <i>Frenado Electroneumático.</i>	44
2.3.2.6 <i>Frenado Eléctrico.</i>	48
2.3.3 <i>Frenado Hidráulico.</i>	68
2.3.4 <i>Frenado Magnético.</i>	69
3. Software empleado.....	73

3.1	Solid Edge v19.	73
3.2	Pro/Engineer.	77
4.	Desarrollo.	83
4.1	Conceptos previos.	83
4.1.1	<i>Introducción.</i>	83
4.1.2	<i>Características del Frenado.</i>	84
4.2	Teoría General del Frenado en Llanta.	86
4.2.1	<i>Peso Freno y Coeficiente de Frenado Instantáneos.</i>	88
4.2.2	<i>Peso Freno y Coeficiente de Frenado.</i>	88
4.3	Frenado y Carga.	90
4.4	Distancia de Parada.	91
4.5	Materiales.	93
4.5.1	<i>Elección del Material de Trabajo.</i>	93
4.6	Diseño de Piezas en Solid Edge.	95
4.6.1	<i>Diseño de la Rueda.</i>	95
4.6.2	<i>Diseño del Ferodo.</i>	98
5.	Ensayos con Pro/Engineer.	101
5.1	Implementación del Modelo en Pro/Engineer.	101
5.1.1	<i>Suposiciones para el Cálculo.</i>	101
5.1.2	<i>Implementación de los casos en Pro/Engineer.</i>	104
5.2	Estudios Estáticos.	109
5.2.1	<i>Caso 1. Ferodo Doble conforme ETI.</i>	110
5.3	Optimización en el Diseño.	127
5.3.1	<i>Caso 2. Ferodo Doble: Mayor espesor en el anclaje.</i>	128
5.3.2	<i>Caso 3. Ferodo Doble: Mayor espesor en el anclaje y radio de acuerdo.</i>	140
5.4	Análisis y estudio del caso crítico “Frenado con Plano en la Rueda”.	151
5.4.1	<i>Caso 4. Ferodo Doble conforme ETI. Casos críticos.</i>	151
5.4.2	<i>Caso 5. Ferodo Doble: Mayor espesor en el anclaje y radio de acuerdo. Casos críticos.</i>	180
6.	Conclusiones.	207
7.	Trabajos futuros.	212
8.	Presupuesto detallado	214
9.	Referencias Bibliográficas.*	218
10.	Planos	221

ÍNDICE DE FIGURAS

Conceptos preliminares.	10
<i>Figura 1. Reparto modal del transporte de mercancías.</i>	<i>14</i>
<i>Figura 2. Reparto modal del transporte de pasajeros.</i>	<i>14</i>
<i>Figura 3. Longitud de la red de autopistas y vías férreas. (Fuente: Eurostat)</i>	<i>15</i>
<i>Figura 4. Costes externos medios 2004 (UE 17) por medios de transporte y componente de coste: Transporte de viajeros. El elevado valor de los costes de cambio climático en el transporte aéreo es debido al mayor efecto que sobre el calentamiento global tienen las emisiones de CO2 durante el vuelo a gran altitud.</i>	<i>17</i>
<i>Figura 5. Costes externos medios 2000 (UE 17) por modo de transporte y componente de coste: Tráfico de Mercancías. El elevado valor de los costes de cambio climático en el transporte aéreo es debido al mayor efecto que sobre el calentamiento global tienen las emisiones de CO2 durante el vuelo a gran altitud.</i>	<i>17</i>
<i>Figura 6. Disposición típica de un sistema de frenado de doble acción.</i>	<i>22</i>
<i>Figura 7. Valores medios del coeficiente de fricción de zapata de fundición sobre rueda de acero.</i>	<i>24</i>
<i>Figura 8. Valores medio del coeficiente de fricción de zapata de fundición sobre rueda de acero a valores constante de velocidad.</i>	<i>24</i>
<i>Figura 9. Valores medios del coeficiente de fricción entre rueda de acero y carril. ...</i>	<i>25</i>
<i>Figura 10. Medidas del coeficiente de fricción entre zapatas de fundición y ruedas de acero sometidas a alta presión.</i>	<i>26</i>
<i>Figura 11. Frenos de disco.</i>	<i>27</i>
<i>Figura 12. Esquema de un sistema de freno neumático directo.</i>	<i>33</i>
<i>Figura 13. Esquema de un sistema de freno neumático automático.</i>	<i>34</i>
<i>Figura 14. Esquema de un sistema de freno neumático diferencial.</i>	<i>35</i>
<i>Figura 15. Esquema de un sistema de freno neumático automático de distribuidor. ..</i>	<i>37</i>
<i>Figura 16. Esquema de un sistema de freno neumático doble.</i>	<i>39</i>
<i>Figura 17. Esquema de un sistema de freno de aire comprimido. Acción de frenado.</i>	<i>40</i>
<i>Figura 18. Esquema de un sistema de freno de aire comprimido. Mantenimiento de presión.</i>	<i>41</i>
<i>Figura 19. Esquema de un sistema de freno de aire comprimido. Aflojamiento.</i>	<i>42</i>
<i>Figura 20. Diagrama de funcionamiento de caja de cambio Vacío.</i>	<i>43</i>
<i>Figura 21. Diagrama de funcionamiento de caja de cambio Cargado.</i>	<i>44</i>

<i>Figura 22. Diagrama básico de la instalación de un sistema de freno electroneumático.</i>	<i>45</i>
<i>Figura 23. Circuito eléctrico representativo de un sistema de freno electroneumático.</i>	<i>46</i>
<i>Figura 24. Disposición básica de un regulador antipatinaje.</i>	<i>47</i>
<i>Figura 25. Utilización de un motor de corriente continua para un frenado reostático.</i>	<i>49</i>
<i>Figura 26. Curvas representativas de un motor de corriente continua en frenado reostático.</i>	<i>50</i>
<i>Figura 27. Características de frenado de un motor en serie de corriente continua en frenado reostático.</i>	<i>51</i>
<i>Figura 28. Uso de un motor de corriente continua con excitación independiente y resistencia fija en frenado reostático.</i>	<i>51</i>
<i>Figura 29. Curvas representativas de un motor de corriente continua con excitación independiente y resistencia fija en frenado reostático.</i>	<i>52</i>
<i>Figura 30. Características de un motor de corriente continua con excitación independiente y resistencia fija para frenado reostático.</i>	<i>53</i>
<i>Figura 31. Uso de dos motores de corriente continua con excitación independiente y resistencia de descomposición para frenado reostático.</i>	<i>53</i>
<i>Figura 32. Características de frenado de dos motores de corriente continua con excitación independiente y resistencia de descomposición para frenado reostático. ..</i>	<i>54</i>
<i>Figura 33. Frenado reostático en una locomotora de corriente alterna con motores de continua.</i>	<i>54</i>
<i>Figura 34. Características de frenado reostático en una locomotora de corriente alterna con motores de continua.</i>	<i>55</i>
<i>Figura 35. Esquema evolucionado del frenado reostático en una locomotora de corriente alterna con motores de continua.</i>	<i>55</i>
<i>Figura 36. Características de frenado del sistema evolucionado del frenado reostático en una locomotora de corriente alterna con motores de continua.</i>	<i>56</i>
<i>Figura 37. Circuito básico para un frenado regenerativo con motor de continua y resistencia de estabilización.</i>	<i>57</i>
<i>Figura 38. Características de esfuerzo tractor y corriente para el frenado regenerativo con motor de continua y resistencia de estabilización.</i>	<i>58</i>
<i>Figura 39. Circuito básico para el frenado regenerativo con motor de corriente continua y devanado de descomposición en serie con el motor.</i>	<i>59</i>
<i>Figura 40. Características de esfuerzo tractor y corriente para el frenado regenerativo con motor de corriente continua y devanado de descomposición en serie con el motor.</i>	<i>59</i>

<i>Figura 41. Reconexión del circuito básico de una forma simple de control chopper, proporcionando un frenado regenerativo.</i>	<i>60</i>
<i>Figura 42. Reconexión del circuito básico de un control chopper en “H”, proporcionando un frenado regenerativo reostático.</i>	<i>61</i>
<i>Figura 43. Sistema Behn-Eschenburg para frenado regenerativo con un motor conmutador de corriente alterna.</i>	<i>62</i>
<i>Figura 44. Diagrama fasorial del sistema Behn-Eschenburg para frenado regenerativo.</i>	<i>63</i>
<i>Figura 45. Características de esfuerzo tractor del sistema Behn-Eschenburg para frenado regenerativo.</i>	<i>63</i>
<i>Figura 46. Frenado regenerativo para grandes locomotoras de corriente alterna con excitación independiente.</i>	<i>64</i>
<i>Figura 47. Diagrama fasorial para locomotoras en frenado regenerativo con motores de alterna con excitación independiente.</i>	<i>64</i>
<i>Figura 48. Características de esfuerzo tractor para grandes locomotoras de alterna.</i>	<i>65</i>
<i>Figura 49. Circuito básico para un rectificador controlado en frenado regenerativo.</i>	<i>65</i>
<i>Figura 50. Tensiones y corrientes en frenado regenerativo de un rectificador controlado.</i>	<i>66</i>
<i>Figura 51. Características de esfuerzo tractor para el frenado regenerativo con rectificador controlado.</i>	<i>67</i>
<i>Figura 52. Curva de esfuerzo tractor de un motor trifásico asíncrono.</i>	<i>67</i>
<i>Figura 53. Esquema de un freno hidráulico.</i>	<i>68</i>
<i>Figura 54. Curvas de frenado de hidráulico.</i>	<i>69</i>
<i>Figura 55. Esquema de un freno magnético.</i>	<i>70</i>
Software empleado.	73
<i>Figura 56. Pantalla de inicio de Solid Edge v19.</i>	<i>73</i>
<i>Figura 57. Ejemplo de modelado. Rueda de acero.</i>	<i>74</i>
<i>Figura 58. Ventana de trabajo de Solid Edge.</i>	<i>75</i>
<i>Figura 59. Software con compatibilidades muy diversas</i>	<i>77</i>
<i>Figura 60. Ilustración inicio sesión ProEnginner</i>	<i>79</i>
<i>Figura 61. Esquema disposición software ProEngineer</i>	<i>79</i>
<i>Figura 62. System Toolbar.</i>	<i>80</i>
<i>Figura 63. FeatureToolbar.</i>	<i>80</i>
Desarrollo.	83
<i>Figura 64. Teoría general del frenado en llanta.</i>	<i>86</i>

<i>Figura 65. Ensayo de frenada de un tren de 60 ejes, a una velocidad inicial 120 km/h</i>	90
<i>Figura 66. Perfil Rueda en plano XY</i>	95
<i>Figura 67. Perfil Rueda. Radios de acuerdo y cambios de sección.</i>	96
<i>Figura 68. Perfil Rueda con eje de revolución.</i>	96
<i>Figura 69. Protrusión Rueda por revolución.</i>	97
<i>Figura 70. Rueda Terminada.</i>	97
<i>Figura 71. Perfil Ferodo en plano XY.</i>	98
<i>Figura 72. Protrusión del Ferodo.</i>	99
<i>Figura 73. Ferodo Terminado.</i>	99
Ensayos con Pro/Engineer.	101
<i>Figura 74. Ensayo de frenada de un tren de 60 ejes, a una velocidad inicial 120 km/h</i>	102
<i>Figura 75. Conversión de .PAR a .STEP</i>	104
<i>Figura 76. Ventana de Importación modelo nuevo</i>	105
<i>Figura 77. Ventana Aplicaciones/Mechanica</i>	105
<i>Figura 78. Ventana Menú tipo de modelo</i>	106
<i>Figura 79. Ventana Definición de material.</i>	106
<i>Figura 80. Ventana de asignación de material.</i>	107
<i>Figura 81. Mallado de la pieza.</i>	107
<i>Figura 82. Restricciones de desplazamiento</i>	108
<i>Figura 83. Gráfica variación del coeficiente de rozamiento frente a velocidad</i>	110
<i>Figura 84. Distribución de presiones en el ferodo en el caso 1.</i>	111
<i>Figura 85. Componente tangencial del esfuerzo de frenado en el caso 1.</i>	111
<i>Figura 86. Ventana de definición del análisis estático en el caso 1.</i>	112
<i>Figura 87. Ventana Análisis y Estudios de diseño en el caso 1</i>	113
<i>Figura 88. Resumen de análisis en el caso 1.</i>	113
<i>Figura 89. Resumen de los valores del análisis del caso 1 a 120 km/h.</i>	114
<i>Figura 90. Variedad de muestras en el estudio estático en el caso 1.</i>	114
<i>Figura 91. Visualización Stress Pro/Engineer en la zona del anclaje en el caso 1 a 120km/h</i>	115
<i>Figura 92. Visualización Stress Pro/Engineer en la zona de contacto en el caso 1 a 120 km/h.</i>	115
<i>Figura 93. Resumen de los valores del análisis del caso 1 a 100 km/h.</i>	117

<i>Figura 94. Visualización Stress Pro/Engineer en la zona del anclaje en el caso 1 a 100km/h.....</i>	<i>117</i>
<i>Figura 95. Visualización Stress Pro/Engineer en la zona de contacto en el caso 1 a 100 km/h.</i>	<i>118</i>
<i>Figura 96. Resumen de los valores del análisis del caso 1 a 80 km/h.....</i>	<i>119</i>
<i>Figura 97. Visualización Stress Pro/Engineer en la zona del anclaje en el caso 1 a 80km/h.....</i>	<i>119</i>
<i>Figura 98. Visualización Stress Pro/Engineer en la zona de contacto en el caso 1 a 80 km/h.</i>	<i>120</i>
<i>Figura 99. Resumen de los valores del análisis del caso 1 a 60 km/h.....</i>	<i>121</i>
<i>Figura 100. Visualización Stress Pro/Engineer en la zona del anclaje en el caso 1 a 60km/h.....</i>	<i>121</i>
<i>Figura 101. Visualización Stress Pro/Engineer en la zona de contacto en el caso 1 a 60 km/h.</i>	<i>122</i>
<i>Figura 102. Resumen de los valores del análisis del caso 1 a 40 km/h.....</i>	<i>123</i>
<i>Figura 103. Visualización Stress Pro/Engineer en la zona del anclaje en el caso 1 a 40km/h.....</i>	<i>123</i>
<i>Figura 104. Visualización Stress Pro/Engineer en la zona de contacto en el caso 1 a 40 km/h.</i>	<i>124</i>
<i>Figura 105. Tensiones máximas en el anclaje en el caso 1.....</i>	<i>125</i>
<i>Figura 106. Tensiones medias en la zona de contacto en el caso 1.</i>	<i>125</i>
<i>Figura 107. Perfil Ferodo Doble con mayor espesor de los anclajes en plano XY en el caso 2.</i>	<i>127</i>
<i>Figura 108. Perfil Ferodo Doble con mayor espesor de los anclajes y radio de acuerdo en plano XY en el caso 3.</i>	<i>128</i>
<i>Figura 109. Resumen de los valores del análisis del caso 2 a 120 km/h.....</i>	<i>129</i>
<i>Figura 110. Visualización Stress Pro/Engineer en la zona del anclaje en el caso 2 a 120 km/h.</i>	<i>129</i>
<i>Figura 111. Visualización Stress Pro/Engineer en la zona de contacto en el caso 2 a 120 km/h.</i>	<i>130</i>
<i>Tabla 9. Valores de las tensiones del análisis estático para 120 km/h en el caso 2... 130</i>	
<i>Figura 112. Resumen de los valores del análisis del caso 2 a 100 km/h.....</i>	<i>131</i>
<i>Figura 113. Visualización Stress Pro/Engineer en la zona del anclaje en el caso 2 a 100 km/h.</i>	<i>131</i>
<i>Figura 114. Visualización Stress Pro/Engineer en la zona de contacto en el caso 2 a 100 km/h.</i>	<i>132</i>
<i>Figura 115. Resumen de los valores del análisis del caso 2 a 80 km/h.....</i>	<i>133</i>

<i>Figura 116. Visualización Stress Pro/Engineer en la zona del anclaje en el caso 2 a 80 km/h.</i>	<i>133</i>
<i>Figura 117. Visualización Stress Pro/Engineer en la zona de contacto en el caso 2 a 80 km/h.</i>	<i>134</i>
<i>Figura 118. Resumen de los valores del análisis del caso 2 a 60 km/h.</i>	<i>135</i>
<i>Figura 119. Visualización Stress Pro/Engineer en la zona del anclaje en el caso 2 a 60 km/h.</i>	<i>135</i>
<i>Figura 120. Visualización Stress Pro/Engineer en la zona de contacto en el caso 2 a 60 km/h.</i>	<i>136</i>
<i>Figura 121. Resumen de los valores del análisis del caso 2 a 40 km/h.</i>	<i>137</i>
<i>Figura 122. Visualización Stress Pro/Engineer en la zona del anclaje en el caso 2 a 40 km/h.</i>	<i>137</i>
<i>Figura 123. Visualización Stress Pro/Engineer en la zona de contacto en el caso 2 a 40 km/h.</i>	<i>138</i>
<i>Figura 124. Tensiones máximas en el anclaje en el caso 2.</i>	<i>139</i>
<i>Figura 125. Tensiones medias en la zona de contacto en el caso 2.</i>	<i>139</i>
<i>Figura 126. Resumen de los valores del análisis del caso 3 a 120 km/h.</i>	<i>140</i>
<i>Figura 127. Visualización Stress Pro/Engineer en la zona del anclaje en el caso 3 a 120 km/h.</i>	<i>141</i>
<i>Figura 128. Visualización Stress Pro/Engineer en la zona de contacto en el caso 3 a 120 km/h.</i>	<i>141</i>
<i>Figura 129. Resumen de los valores del análisis del caso 3 a 100 km/h.</i>	<i>142</i>
<i>Figura 130. Visualización Stress Pro/Engineer en la zona del anclaje en el caso 3 a 100 km/h.</i>	<i>142</i>
<i>Figura 131. Visualización Stress Pro/Engineer en la zona de contacto en el caso 3 a 100 km/h.</i>	<i>143</i>
<i>Figura 132. Resumen de los valores del análisis del caso 3 a 80 km/h.</i>	<i>144</i>
<i>Figura 133. Visualización Stress Pro/Engineer en la zona del anclaje en el caso 3 a 80 km/h.</i>	<i>144</i>
<i>Figura 134. Visualización Stress Pro/Engineer en la zona de contacto en el caso 3 a 80 km/h.</i>	<i>145</i>
<i>Figura 135. Resumen de los valores del análisis del caso 3 a 60 km/h.</i>	<i>146</i>
<i>Figura 136. Visualización Stress Pro/Engineer en la zona del anclaje en el caso 3 a 60 km/h.</i>	<i>146</i>
<i>Figura 137. Visualización Stress Pro/Engineer en la zona de contacto en el caso 3 a 60 km/h.</i>	<i>147</i>
<i>Figura 138. Resumen de los valores del análisis del caso 3 a 40 km/h.</i>	<i>148</i>

<i>Figura 139. Visualización Stress Pro/Engineer en la zona del anclaje en el caso 3 a 40 km/h.</i>	<i>148</i>
<i>Figura 140. Visualización Stress Pro/Engineer en la zona de contacto en el caso 3 a 40 km/h.</i>	<i>149</i>
<i>Figura 141. Tensiones máximas en el anclaje en el caso 3.</i>	<i>150</i>
<i>Figura 142. Tensiones medias en la zona de contacto en el caso 3.</i>	<i>150</i>
<i>Figura 143. Plantilla de medida de planos en Llanta.</i>	<i>151</i>
<i>Figura 144. Distribución de cargas con plano en llanta en el extremo superior del ferodo doble de la mitad superior.</i>	<i>152</i>
<i>Figura 145. Distribución de cargas con plano en llanta en el extremo inferior del ferodo doble de la mitad superior.</i>	<i>152</i>
<i>Figura 146. Distribución de cargas con plano en llanta en el extremo superior del ferodo doble de la mitad inferior.</i>	<i>153</i>
<i>Figura 147. Distribución de cargas con plano en llanta en el extremo inferior del ferodo doble de la mitad inferior.</i>	<i>153</i>
<i>Figura 148. Resumen de los valores del análisis del caso 4 a 120 km/h. Plano en extremo superior de la mitad superior.</i>	<i>155</i>
<i>Figura 149. Visualización Stress Pro/Engineer en la zona del anclaje en el caso 4 a 120 km/h. Plano en extremo superior de la mitad superior.</i>	<i>155</i>
<i>Figura 150. Visualización Stress Pro/Engineer en la zona de contacto en el caso 4 a 120 km/h. Plano en extremo superior de la mitad superior.</i>	<i>156</i>
<i>Figura 151. Resumen de los valores del análisis del caso 4 a 120 km/h. Plano en extremo inferior de la mitad superior.</i>	<i>157</i>
<i>Figura 152. Visualización Stress Pro/Engineer en la zona del anclaje en el caso 4 a 120 km/h. Plano en extremo inferior de la mitad superior.</i>	<i>157</i>
<i>Figura 153. Visualización Stress Pro/Engineer en la zona de contacto en el caso 4 a 120 km/h. Plano en extremo inferior de la mitad superior.</i>	<i>158</i>
<i>Figura 154. Resumen de los valores del análisis del caso 4 a 120 km/h. Plano en extremo superior de la mitad inferior.</i>	<i>159</i>
<i>Figura 155. Visualización Stress Pro/Engineer en la zona del anclaje en el caso 4 a 120 km/h. Plano en extremo superior de la mitad inferior.</i>	<i>159</i>
<i>Figura 156. Visualización Stress Pro/Engineer en la zona de contacto en el caso 4 a 120 km/h. Plano en extremo superior de la mitad inferior.</i>	<i>160</i>
<i>Figura 157. Resumen de los valores del análisis del caso 4 a 120 km/h. Plano en extremo inferior de la mitad inferior.</i>	<i>161</i>
<i>Figura 158. Visualización Stress Pro/Engineer en la zona del anclaje en el caso 4 a 120 km/h. Plano en extremo inferior de la mitad inferior.</i>	<i>161</i>

<i>Figura 159. Visualización Stress Pro/Engineer en la zona de contacto en el caso 4 a 120 km/h. Plano en extremo inferior de la mitad inferior.</i>	<i>162</i>
<i>Figura 160. Resumen de los valores del análisis del caso 4 a 80 km/h. Plano en extremo superior de la mitad superior.</i>	<i>163</i>
<i>Figura 161. Visualización Stress Pro/Engineer en la zona del anclaje en el caso 4 a 80 km/h. Plano en extremo superior de la mitad superior.</i>	<i>163</i>
<i>Figura 162. Visualización Stress Pro/Engineer en la zona de contacto en el caso 4 a 80 km/h. Plano en extremo superior de la mitad superior.</i>	<i>164</i>
<i>Figura 163. Resumen de los valores del análisis del caso 4 a 80 km/h. Plano en extremo inferior de la mitad superior.</i>	<i>165</i>
<i>Figura 164. Visualización Stress Pro/Engineer en la zona del anclaje en el caso 4 a 80 km/h. Plano en extremo inferior de la mitad superior.</i>	<i>165</i>
<i>Figura 165. Visualización Stress Pro/Engineer en la zona de contacto en el caso 4 a 80 km/h. Plano en extremo inferior de la mitad superior.</i>	<i>166</i>
<i>Figura 166. Resumen de los valores del análisis del caso 4 a 80 km/h. Plano en extremo superior de la mitad inferior.</i>	<i>167</i>
<i>Figura 167. Visualización Stress Pro/Engineer en la zona del anclaje en el caso 4 a 80 km/h. Plano en extremo superior de la mitad inferior.</i>	<i>167</i>
<i>Figura 168. Visualización Stress Pro/Engineer en la zona de contacto en el caso 4 a 80 km/h. Plano en extremo superior de la mitad inferior.</i>	<i>168</i>
<i>Figura 169. Resumen de los valores del análisis del caso 4 a 80 km/h. Plano en extremo inferior de la mitad inferior.</i>	<i>169</i>
<i>Figura 170. Visualización Stress Pro/Engineer en la zona del anclaje en el caso 4 a 80 km/h. Plano en extremo inferior de la mitad inferior.</i>	<i>169</i>
<i>Figura 171. Visualización Stress Pro/Engineer en la zona de contacto en el caso 4 a 80 km/h. Plano en extremo inferior de la mitad inferior.</i>	<i>170</i>
<i>Figura 172. Resumen de los valores del análisis del caso 4 a 40 km/h. Plano en extremo superior de la mitad superior.</i>	<i>171</i>
<i>Figura 173. Visualización Stress Pro/Engineer en la zona del anclaje en el caso 4 a 40 km/h. Plano en extremo superior de la mitad superior.</i>	<i>171</i>
<i>Figura 174. Visualización Stress Pro/Engineer en la zona de contacto en el caso 4 a 40 km/h. Plano en extremo superior de la mitad superior.</i>	<i>172</i>
<i>Figura 175. Resumen de los valores del análisis del caso 4 a 40 km/h. Plano en extremo inferior de la mitad superior.</i>	<i>173</i>
<i>Figura 176. Visualización Stress Pro/Engineer en la zona del anclaje en el caso 4 a 40 km/h. Plano en extremo inferior de la mitad superior.</i>	<i>173</i>
<i>Figura 177. Visualización Stress Pro/Engineer en la zona de contacto en el caso 4 a 40 km/h. Plano en extremo inferior de la mitad superior.</i>	<i>174</i>

<i>Figura 178. Resumen de los valores del análisis del caso 4 a 40 km/h. Plano en extremo superior de la mitad inferior.</i>	<i>175</i>
<i>Figura 179. Visualización Stress Pro/Engineer en la zona del anclaje en el caso 4 a 40 km/h. Plano en extremo superior de la mitad inferior.</i>	<i>175</i>
<i>Figura 180. Visualización Stress Pro/Engineer en la zona de contacto en el caso 4 a 40 km/h. Plano en extremo superior de la mitad inferior.</i>	<i>176</i>
<i>Figura 181. Resumen de los valores del análisis del caso 4 a 40 km/h. Plano en extremo inferior de la mitad inferior.</i>	<i>177</i>
<i>Figura 182. Visualización Stress Pro/Engineer en la zona del anclaje en el caso 4 a 40 km/h. Plano en extremo inferior de la mitad inferior.</i>	<i>177</i>
<i>Figura 183. Visualización Stress Pro/Engineer en la zona de contacto en el caso 4 a 40 km/h. Plano en extremo inferior de la mitad inferior.</i>	<i>178</i>
<i>Figura 184. Tensiones máximas en los anclajes en el caso 4.</i>	<i>179</i>
<i>Figura 185. Tensiones medias en la zona de contacto en el caso 4.</i>	<i>179</i>
<i>Figura 186. Resumen de los valores del análisis del caso 5 a 120 km/h. Plano en extremo superior de la mitad superior.</i>	<i>180</i>
<i>Figura 187. Visualización Stress Pro/Engineer en la zona del anclaje en el caso 5 a 120 km/h. Plano en extremo superior de la mitad superior.</i>	<i>181</i>
<i>Figura 188. Visualización Stress Pro/Engineer en la zona de contacto en el caso 5 a 120 km/h. Plano en extremo superior de la mitad superior.</i>	<i>181</i>
<i>Figura 189. Resumen de los valores del análisis del caso 5 a 120 km/h. Plano en extremo inferior de la mitad superior.</i>	<i>182</i>
<i>Figura 190. Visualización Stress Pro/Engineer en la zona del anclaje en el caso 5 a 120 km/h. Plano en extremo inferior de la mitad superior.</i>	<i>182</i>
<i>Figura 191. Visualización Stress Pro/Engineer en la zona de contacto en el caso 5 a 120 km/h. Plano en extremo inferior de la mitad superior.</i>	<i>183</i>
<i>Figura 192. Resumen de los valores del análisis del caso 5 a 120 km/h. Plano en extremo superior de la mitad inferior.</i>	<i>184</i>
<i>Figura 193. Visualización Stress Pro/Engineer en la zona del anclaje en el caso 5 a 120 km/h. Plano en extremo superior de la mitad inferior.</i>	<i>184</i>
<i>Figura 194. Visualización Stress Pro/Engineer en la zona de contacto en el caso 5 a 120 km/h. Plano en extremo superior de la mitad inferior.</i>	<i>185</i>
<i>Figura 195. Resumen de los valores del análisis del caso 5 a 120 km/h. Plano en extremo inferior de la mitad inferior.</i>	<i>186</i>
<i>Figura 196. Visualización Stress Pro/Engineer en la zona del anclaje en el caso 5 a 120 km/h. Plano en extremo inferior de la mitad inferior.</i>	<i>186</i>
<i>Figura 197. Visualización Stress Pro/Engineer en la zona de contacto en el caso 5 a 120 km/h. Plano en extremo inferior de la mitad inferior.</i>	<i>187</i>

<i>Figura 198. Resumen de los valores del análisis del caso 5 a 80 km/h. Plano en extremo superior de la mitad superior.....</i>	<i>188</i>
<i>Figura 199. Visualización Stress Pro/Engineer en la zona del anclaje en el caso 5 a 80 km/h. Plano en extremo superior de la mitad superior.....</i>	<i>188</i>
<i>Figura 200. Visualización Stress Pro/Engineer en la zona de contacto en el caso 5 a 80 km/h. Plano en extremo superior de la mitad superior.....</i>	<i>189</i>
<i>Figura 201. Resumen de los valores del análisis del caso 5 a 80 km/h. Plano en extremo inferior de la mitad superior.</i>	<i>190</i>
<i>Figura 202. Visualización Stress Pro/Engineer en la zona del anclaje en el caso 5 a 80 km/h. Plano en extremo inferior de la mitad superior.</i>	<i>190</i>
<i>Figura 203. Visualización Stress Pro/Engineer en la zona de contacto en el caso 5 a 80 km/h. Plano en extremo inferior de la mitad superior.</i>	<i>191</i>
<i>Figura 204. Resumen de los valores del análisis del caso 5 a 80 km/h. Plano en extremo superior de la mitad inferior.</i>	<i>192</i>
<i>Figura 205. Visualización Stress Pro/Engineer en la zona del anclaje en el caso 5 a 80 km/h. Plano en extremo superior de la mitad inferior.</i>	<i>192</i>
<i>Figura 206. Visualización Stress Pro/Engineer en la zona de contacto en el caso 5 a 80 km/h. Plano en extremo superior de la mitad inferior.</i>	<i>193</i>
<i>Figura 207. Resumen de los valores del análisis del caso 5 a 80 km/h. Plano en extremo inferior de la mitad inferior.</i>	<i>194</i>
<i>Figura 208. Visualización Stress Pro/Engineer en la zona del anclaje en el caso 5 a 80 km/h. Plano en extremo inferior de la mitad inferior.</i>	<i>194</i>
<i>Figura 209. Visualización Stress Pro/Engineer en la zona de contacto en el caso 5 a 80 km/h. Plano en extremo inferior de la mitad inferior.</i>	<i>195</i>
<i>Figura 210. Resumen de los valores del análisis del caso 5 a 40 km/h. Plano en extremo superior de la mitad superior.....</i>	<i>196</i>
<i>Figura 211. Visualización Stress Pro/Engineer en la zona del anclaje en el caso 5 a 40 km/h. Plano en extremo superior de la mitad superior.....</i>	<i>196</i>
<i>Figura 212. Visualización Stress Pro/Engineer en la zona de contacto en el caso 5 a 40 km/h. Plano en extremo superior de la mitad superior.....</i>	<i>197</i>
<i>Figura 213. Resumen de los valores del análisis del caso 5 a 40 km/h. Plano en extremo inferior de la mitad superior.</i>	<i>198</i>
<i>Figura 214. Visualización Stress Pro/Engineer en la zona del anclaje en el caso 5 a 40 km/h. Plano en extremo inferior de la mitad superior.</i>	<i>198</i>
<i>Figura 215. Visualización Stress Pro/Engineer en la zona de contacto en el caso 5 a 40 km/h. Plano en extremo inferior de la mitad superior.</i>	<i>199</i>
<i>Figura 216. Resumen de los valores del análisis del caso 5 a 40 km/h. Plano en extremo superior de la mitad inferior.</i>	<i>200</i>

<i>Figura 217. Visualización Stress Pro/Engineer en la zona del anclaje en el caso 5 a 40 km/h. Plano en extremo superior de la mitad inferior.</i>	<i>200</i>
<i>Figura 218. Visualización Stress Pro/Engineer en la zona de contacto en el caso 5 a 40 km/h. Plano en extremo superior de la mitad inferior.</i>	<i>201</i>
<i>Figura 219. Resumen de los valores del análisis del caso 5 a 40 km/h. Plano en extremo inferior de la mitad inferior.</i>	<i>202</i>
<i>Figura 220. Visualización Stress Pro/Engineer en la zona del anclaje en el caso 5 a 40 km/h. Plano en extremo inferior de la mitad inferior.</i>	<i>202</i>
<i>Figura 221. Visualización Stress Pro/Engineer en la zona de contacto en el caso 5 a 40 km/h. Plano en extremo inferior de la mitad inferior.</i>	<i>203</i>
<i>Figura 222. Tensiones máximas en los anclajes en el caso 5.</i>	<i>204</i>
<i>Figura 223. Tensiones medias en la zona de contacto en el caso 5.</i>	<i>204</i>

INDICE DE TABLAS

Desarrollo.....	83
Tabla 1. Propiedades del material de trabajo.	94
Ensayos con Pro/Engineer.....	101
Tabla 2. Valores del coeficiente de rozamiento en función de la velocidad	103
Tabla 3. Valores de la Fuerza tangencial	110
Tabla 4. Valores de las tensiones del análisis estático para 120 km/h en el caso 1. ...	116
Tabla 5. Valores de las tensiones del análisis estático para 100 km/h en el caso 1. ...	118
Tabla 6. Valores de las tensiones del análisis estático para 80 km/h en el caso 1.	120
Tabla 7. Valores de las tensiones del análisis estático para 60 km/h en el caso 1.	122
Tabla 8. Valores de las tensiones del análisis estático para 40 km/h en el caso 1.	124
Tabla 9. Valores de las tensiones del análisis estático para 120 km/h en el caso 2. ...	130
Tabla 10. Valores de las tensiones del análisis estático para 100 km/h en el caso 2. .	132
Tabla 11. Valores de las tensiones del análisis estático para 80 km/h en el caso 2. ...	134
Tabla 12. Valores de las tensiones del análisis estático para 60 km/h en el caso 2. ...	136
Tabla 13. Valores de las tensiones del análisis estático para 40 km/h en el caso 2. ...	138
Tabla 14. Valores de las tensiones del análisis estático para 120 km/h en el caso 3. .	141
Tabla 15. Valores de las tensiones del análisis estático para 100 km/h en el caso 3. .	143
Tabla 16. Valores de las tensiones del análisis estático para 80 km/h en el caso 3. ...	145
Tabla 17. Valores de las tensiones del análisis estático para 60 km/h en el caso 3. ...	147
Tabla 18. Valores de las tensiones del análisis estático para 40 km/h en el caso 3. ...	149
Tabla 19. Valores de las tensiones del análisis estático para 120 km/h en el caso 4. Plano en extremo superior de la mitad superior.	156
Tabla 20. Valores de las tensiones del análisis estático para 120 km/h en el caso 4. Plano en extremo inferior de la mitad superior.	158
Tabla 21. Valores de las tensiones del análisis estático para 120 km/h en el caso 4. Plano en extremo superior de la mitad inferior.	160
Tabla 22. Valores de las tensiones del análisis estático para 120 km/h en el caso 4. Plano en extremo inferior de la mitad inferior.	162
Tabla 23. Valores de las tensiones del análisis estático para 80 km/h en el caso 4. Plano en extremo superior de la mitad superior.	164

Tabla 24. Valores de las tensiones del análisis estático para 80 km/h en el caso 4. Plano en extremo inferior de la mitad superior.	166
Tabla 25. Valores de las tensiones del análisis estático para 80 km/h en el caso 4. Plano en extremo superior de la mitad inferior.	168
Tabla 26. Valores de las tensiones del análisis estático para 80 km/h en el caso 4. Plano en extremo inferior de la mitad inferior.	170
Tabla 27. Valores de las tensiones del análisis estático para 40 km/h en el caso 4. Plano en extremo superior de la mitad superior.	172
Tabla 28. Valores de las tensiones del análisis estático para 40 km/h en el caso 4. Plano en extremo inferior de la mitad superior.	174
Tabla 29. Valores de las tensiones del análisis estático para 40 km/h en el caso 4. Plano en extremo superior de la mitad inferior.	176
Tabla 30. Valores de las tensiones del análisis estático para 40 km/h en el caso 4. Plano en extremo inferior de la mitad inferior.	178
Tabla 31. Valores de las tensiones del análisis estático para 120 km/h en el caso 5. Plano en extremo superior de la mitad superior.	181
Tabla 32. Valores de las tensiones del análisis estático para 120 km/h en el caso 5. Plano en extremo inferior de la mitad superior.	183
Tabla 33. Valores de las tensiones del análisis estático para 120 km/h en el caso 5. Plano en extremo superior de la mitad inferior.	185
Tabla 34. Valores de las tensiones del análisis estático para 120 km/h en el caso 5. Plano en extremo inferior de la mitad inferior.	187
Tabla 35. Valores de las tensiones del análisis estático para 80 km/h en el caso 5. Plano en extremo superior de la mitad superior.	189
Tabla 36. Valores de las tensiones del análisis estático para 80 km/h en el caso 5. Plano en extremo inferior de la mitad superior.	191
Tabla 37. Valores de las tensiones del análisis estático para 80 km/h en el caso 5. Plano en extremo superior de la mitad inferior.	193
Tabla 38. Valores de las tensiones del análisis estático para 80 km/h en el caso 5. Plano en extremo inferior de la mitad inferior.	195
Tabla 39. Valores de las tensiones del análisis estático para 40 km/h en el caso 5. Plano en extremo superior de la mitad superior.	197
Tabla 40. Valores de las tensiones del análisis estático para 40 km/h en el caso 5. Plano en extremo inferior de la mitad superior.	199
Tabla 41. Valores de las tensiones del análisis estático para 40 km/h en el caso 5. Plano en extremo superior de la mitad inferior.	201
Tabla 42. Valores de las tensiones del análisis estático para 40 km/h en el caso 5. Plano en extremo inferior de la mitad inferior.	203

Presupuesto detallado	214
Tabla 43. Presupuesto del equipo informático.	214
Tabla 44. Presupuesto del software informático.	215
Tabla 45. Presupuesto de los honorarios de los proyectistas.	215
Tabla 46. Coste total del proyecto.....	216

Agradecimientos.

En primer lugar, quisiera agradecer este proyecto a mi familia, puesto que han sido ellos mi mayor apoyo siendo ellos los responsables, de alguna manera, de la consecución del mismo.

También quiero aprovechar esta oportunidad para agradecer a Juan Carlos García Prada su confianza desde el primer momento, así como sus sabios consejos imprescindibles para la realización de este proyecto.

A Laura, por estar siempre a mi lado en los buenos momentos y también en los malos. Gracias por tu cariño, apoyo y comprensión.

Y por último, daré las gracias a mis amigos. Especialmente a Fernando López Durán, amigo y compañero de toda la vida. Y a Pedro Jesús Huedo, por ser un amigo incondicional.

Sin duda alguna, la realización de este proyecto, no habría sido posible sin la inestimable ayuda de Manuel Rodríguez Sancho, quien nos aportó gran parte de la información que precisábamos mi compañero y yo.

Resumen.

El ferrocarril es hoy en día uno de los transportes más utilizados tanto para el transporte de mercancías como para el transporte de viajeros, debido principalmente al precio tan competitivo frente a otros medios de transporte capaces de cubrir grandes distancias con rapidez y regularidad.

Por ello sorprende que a nivel divulgativo la bibliografía técnica disponible para los lectores sea tan limitada, sobre todo en castellano. De hecho, desde los años 80, hay poquísimas publicaciones al respecto y, sin embargo, los cambios en el sector son enormes; no solamente tecnológicos y organizativos, sino también de expansión en otros ámbitos, tales como la seguridad y mantenimiento.

En el presente Proyecto Final de Carrera se realiza un breve recorrido histórico por el desarrollo del ferrocarril, tanto en el plano nacional como internacional, prestando especial atención a uno de los elementos más importantes de la seguridad activa, como es el proceso de frenado, introduciendo los distintos tipos de accionamientos que existen en los vehículos ferroviarios.

Posteriormente se explica cuáles son los conceptos básicos de cálculo, para poder llegar a comprender los análisis realizados en las distintas morfologías y situaciones que se exponen, utilizando para ello el método de los elementos finitos, mediante los programas *Solid Edge* y *Pro/Engineer*.

Abstract.

Nowadays, the railway is one of the most commonly used transport both for the carriage of freight goods and for the carriage of passengers, mainly due to its price is very competitive with other means of transport capable of covering long distances quickly and regularly.

Therefore, it is surprising that, at divulging level, the technical booklist available for readers is very limited, above all in Spanish. In fact, since the eighties, there are very few publications on the matter. Nevertheless, the changes in the field are huge, not only technological and organizational, but also in expansion in other fields, such as security and maintenance.

In this Final Project, it is made a brief historical overview of the development of railways, both on the national level and on the international level, with particular attention to one of the most important elements of the active safety, such as the braking process is, introducing different types of drives which exist on rail vehicles.

Later, the basic concepts of calculus are explained in order to understand the analysis performed in the different morphologies and situations presented, by using, for this purpose, the finite elements method and Solid Edge and Pro/Engineer software.

1. INTRODUCCIÓN Y OBJETIVOS

Capítulo 1

Introducción y objetivos.

1.1 Introducción.

Actualmente, el ferrocarril (tanto en su uso como transporte de mercancías como de personas) es uno de los medios de transporte más importante y con mayor uso, y constituye un elemento básico de comunicación territorial y de movilidad de los ciudadanos.

El planeta está rodeado por un amplio entramado de vías y raíles las cuales permiten conseguir una óptima comunicación entre distintos lugares alejados por miles de kilómetros.

Hoy en día el ferrocarril sigue erigiéndose como uno de los medios de transporte de mayor uso y trascendencia. Cuyas características más destacadas son:

Economía energética: es el transporte terrestre que consume menos energía, debido a la pequeña resistencia que se origina en la rodadura acero con acero. A título orientativo se puede afirmar que para transportar 100t/km, la energía consumida por ferrocarril equivale a 1,28 kg de petróleo, mientras que por carretera el consumo oscila entre 2,8 y 4,6 kg. Equivalentes de petróleo.

Sensibilidad al trazado: la resistencia adicional a la de avance en aquél caso en que se presenta una rampa, equivale (como indicador del orden de magnitud) a tantos daN/t consumidos como milésimas tenga la rampa. Si se quiere mantener la velocidad de 100 km/hora al pasar de un tramo horizontal a una rampa de siete milésimas, el esfuerzo de tracción deberá duplicarse. Debido a esta sensibilidad del ferrocarril al trazado, los valores máximos de las pendientes en las líneas principales no suelen sobrepasar las veinte milésimas.

Rapidez: Si se desea que los desplazamientos de los vehículos terrestres se realicen con rapidez y con seguridad, éstos necesariamente deben ser guiados o forzados a seguir una trayectoria rigurosamente fija. Los trenes de alta velocidad alcanzan velocidades comerciales de hasta 350 km/h. Esta velocidad permite al tren competir ventajosamente con el avión para el rango de distancias de los 600 a 800 km.

INTRODUCCIÓN Y OBJETIVOS

Regularidad: La regularidad se mide por el porcentaje de trenes que llegan con un retraso inferior a un número determinado de minutos (o segundos, en el caso de cercanías). Pese a las inclemencias del tiempo, la regularidad actual en España suele estar alrededor del noventa por ciento en trenes de largo recorrido y es aún superior para el caso de cercanías.

Comodidad: El grado de confort es cada día más elevado en los ferrocarriles. Los vehículos ferroviarios deben cumplir determinadas normas aprobadas por la UIC (Unión Internacional de Ferrocarriles) en cuanto a mínimos de confort, no permitiéndose parámetros de aceleraciones medias e instantáneas sobre el pasajero que superen determinados niveles. Por tanto, se limitan las sollicitaciones dinámicas que pueden experimentar los viajeros a unos valores muy pequeños.

Además, debido a la organización del espacio limitado y al nivel de ruido, la sensación global satisfactoria que se experimenta en un ferrocarril moderno es mucho mayor que la de cualquier otro medio de transporte terrestre y, en ocasiones, aéreo.

Capacidad: en el ferrocarril son frecuentes las líneas de doble vía, e incluso múltiple con capacidad para transportar 50000 viajeros/hora-sentido de circulación; y en mercancías 60000t/hora-sentido de circulación. Estos valores, difíciles de alcanzar, son, sin embargo, prácticamente realizables.

La ventaja respecto a otros medios de comunicación terrestre es considerable si además se tiene en cuenta que la plataforma necesaria para la misma capacidad ocupa una menor extensión si el medio de transporte elegido es el ferrocarril.

Contaminación: La tendencia actual en el ferrocarril es la de electrificar todas las líneas que presenten un nivel de tráfico determinado, con lo cuál, se puede decir que es un medio de transporte poco contaminante en el aspecto de contaminación química. Contra la contaminación acústica, también se han ensayado con éxito diversas soluciones (pantallas de protección acústica, materiales aislantes) si bien, en las proximidades de edificios habitados, los problemas de ruido y vibraciones producidos por circulaciones a gran velocidad pueden ser importantes.

Desde luego, lo que puede afirmarse es que el ferrocarril es menos dependiente del petróleo que el transporte por carretera, puesto que puede utilizar energía eléctrica de procedencia hidráulica o nuclear.

Seguridad: La seguridad en la circulación ferroviaria ha sido siempre la preocupación permanente del ferrocarril. La seguridad en este medio de transporte es muy superior a la de la carretera, a pesar de las mejoras introducidas en éstas, tanto en el firme como en el trazado, y a pesar de las normas de circulación (limitación de velocidad, uso de cinturones de seguridad, etc.). A pesar de ello, los accidentes ferroviarios tienen una gran resonancia en la opinión pública debido al carácter colectivo del accidente y a su espectacularidad.

INTRODUCCIÓN Y OBJETIVOS

Las acciones encaminadas a mejorar cada vez más la seguridad en el ferrocarril son diversas, y afectan al material remolcado, instalaciones fijas, circulación de trenes y a la conducción de los mismos. A título de ejemplo es de destacar la evolución de los coches de madera, no tan lejanos, a los modernos coches en aleaciones metálicas ligeras, las mejoras introducidas en los cojinetes, rodamientos y órganos de rodadura en general, que prácticamente han hecho desaparecer los calentamientos de manguetas, tan frecuentes antaño, a lo que también ha contribuido la mayor precisión en el montaje y la mejora de los planes de mantenimiento preventivo, que ha evitado muchos descarrilamientos producidos por este motivo. Igualmente se han mejorado los órganos y medios de frenado y la vía se hace cada vez más segura y más resistente. En cuanto a la seguridad de la circulación, ésta se ha mejorado con el empleo del bloqueo automático y sistemas controlados por computadores, situados en puestos centralizados (controles de tráfico centralizados, C.T.C.), puestos de mando desde los que se pueden controlar decenas y hasta centenares de kilómetros de red.

En lo concerniente a la conducción de los trenes, se han introducido diversos dispositivos, tales como: pedal de hombre muerto, sistema ASFA (aviso de señalización y frenado automático), sistemas de radiocomunicación tren-tierra, sistemas ERTMS, etc. [1]

Comprendiendo la importancia actual de este medio de transporte, el presente proyecto surge de la necesidad del estudio de los diversos factores y cargas que intervienen en el proceso de frenado de los vehículos ferroviarios para el transporte de viajeros, en el caso de los frenos de zapata. Comprobando distintas sollicitaciones para el ferodo y viendo cómo afectan casos singulares a un proceso tan comprometido como lo es el frenado.

1.2 Objetivos.

En relación con lo anteriormente expuesto, el presente Proyecto Fin de Carrera tiene como finalidad el logro de los siguientes objetivos:

- Análisis de los principales esfuerzos y sollicitaciones que existen en la interacción entre el ferodo y la rueda durante el proceso de frenado de los vehículos ferroviarios destinados al transporte de viajeros. Centrándonos en el caso más desfavorable, que tiene lugar en el régimen SS donde la velocidad es de 120 km/h y ha de detenerse en una distancia máxima de 1000 m.
- Estudio de distintos tipos de ferodo doble, en cuanto a morfología se refiere.
- Introducción de mejoras en los diseños preliminares.
- Análisis del caso crítico, cuando se da la existencia de un plano en la llanta, para el ferodo doble.

1.3 Estructura del documento.

El contenido de este proyecto se encuentra dividido en diez capítulos, el primero de ellos constituidos por la presente introducción.

En el capítulo 2 se proporciona una visión histórica de la evolución del ferrocarril, encuadrando al ferrocarril dentro de un marco europeo y nacional. Además se proporciona una extensa explicación sobre los distintos tipos y sistemas de accionamiento de los frenos del ferrocarril.

En el capítulo 3 se describe detalladamente cuál es el software empleado, se comenta qué es *Solid Edge* y *Pro/Engineer* y cuáles son sus posibilidades, buscando familiarizar al lector con dichos programas. Asimismo, se detalla la interfaz de los distintos programas y se da a conocer cada una de las herramientas que poseen.

En el capítulo 4 hay una introducción analítica del fenómeno de frenado fundamentando cuáles son las bases de cálculo de nuestro proyecto. Le sigue una descripción detallada del material empleado en el diseño y análisis del proyecto. Por último, este capítulo finaliza con el diseño de las piezas, mostrando las partes más importantes de las mismas.

En el capítulo 5 se realizan los ensayos con *Pro/Engineer*, particularizando y haciendo las suposiciones necesarias para el cálculo de los esfuerzos que debe soportar el ferodo. Se implementan dichas condiciones en el programa para hacer entender cuál es el entorno de dicha pieza. A continuación le siguen los distintos estudios estáticos, sacando para cada uno de ellos las conclusiones pertinentes. Posteriormente, se introducen las mejoras en los ferodos y analizamos cuál es la influencia en el modelo inicial, justificando las mismas de esta manera. Además se realizarán ensayos para el caso crítico en el cual existe un plano en la llanta, analizando su influencia en la distribución de tensiones.

En el capítulo 6 se extraen las conclusiones correspondientes a este proyecto.

En el capítulo 7 se apuntan líneas futuras de desarrollo que quedan abiertas a la finalización del trabajo.

En el capítulo 8 se detalla el presupuesto del presente proyecto, desglosando los costes del equipo informático, software empleado y los honorarios de los proyectistas.

En el capítulo 9 se muestra el listado de las referencias bibliográficas empleadas para el desarrollo del proyecto.

Por último, en el capítulo 10, se adjuntan los planos de los distintos ferodos.

2. CONCEPTOS PRELIMINARES

Capítulo 2

Conceptos preliminares.

2.1 Evolución histórica del ferrocarril.

A finales del siglo XVIII, en las minas inglesas empiezan a utilizarse carriles de madera y posteriormente de hierro y acero, por los que circulaban verdaderos trenes de mineral arrastrados por caballerías. Es en esa época cuando Watt desarrolla la máquina de vapor, y una de sus primeras aplicaciones fue la de elemento propulsor de los vehículos de carretera y de aquellos otros que circulaban sobre carriles.

Inicialmente, se tuvo poca confianza en la propulsión de vehículos que circulaban sobre carriles debido a que la fuerza de adherencia desarrollada por ellos era escasa debido al aún relativo poco peso de las locomotoras, y a que los carriles presentaban una resistencia al desgaste aún insuficiente. Se ensayaron entonces locomotoras con ruedas dentadas que engranaban en una cremallera situadas en la parte exterior de uno de los carriles.

Es en 1825 cuando debe cifrarse el comienzo de la era del ferrocarril al inaugurarse en Inglaterra la primera línea de Stockton a Darlington, utilizando una locomotora diseñada por Stephenson. En esta locomotora se sustituía la tracción por engranajes por el acoplamiento directo de las bielas a unas manivelas fijas sobre las ruedas motoras. El peso de esta locomotora que se bautizó como “Locomotion”, era de 6,5 t, y era capaz de remolcar una masa de 80000 kg a la velocidad máxima de 19 km/h.

A continuación se estableció la línea de Liverpool-Manchester y después, el nuevo medio de transporte se extendió rápidamente por Europa. Al otro lado del mar, en los Estados Unidos de América, prendieron pronto las noticias de la máquina de vapor; de tal manera que ya en los años 1836 y 37 se construyeron locomotores en grandes series. Las características de las locomotoras y de los coches americanos diferían, sin embargo, de los europeos. Las locomotoras llevaban un bogie delantero, una chimenea cabezuda y el apartavacas o bastidor-rejilla de choque para apartar violentamente a los animales que pudiera el tren encontrar sobre la vía. Los coches y vagones eran más largos que los europeos. Estos últimos eran una modificación de los coches de las diligencias que les precedió sobre la carretera y eran cortos y montados sobre ejes. En su interior estaban divididos en compartimentos. Por el contrario, los coches americanos eran largos, con el bastidor montado sobre dos bogies o carretones, y eran corridos, es decir, no llevaban

CONCEPTOS PRELIMINARES

interiormente tabiques de separación. Ofrecían una sal común con pasillo central que servía a unas filas de asientos paralelas, mirando todos ellos en el sentido de la marcha.

Otra diferencia en cuanto a la utilización de los ferrocarriles americanos y europeos fue la del empleo de la s literas y canas, que en los ferrocarriles norteamericanos fue precoz: ya en 1939, cuando el ferrocarril daba sus primeros pasos por Europa, en Estados Unidos se empleaban coches literas que, al poco tiempo, darían paso a los coches-camas. [1]

2.1.1 El ferrocarril en España

La situación delos transporte en España en 1840 era, desgraciadamente, diferente a la de Europa. La infraestructura viaria no se había modificado desde el siglo anterior, y lo mismo sucedía con las obras portuarias. El comercio de cabotaje se limitaba al litoral cantábrico y al mediterráneo y no existían verdaderos muelles para la carga y descarga. Las comunicaciones terrestres de viajeros se realizaban en diligencias y las de mercancías pesadas mediante galeras de bueyes. El mantenimiento y construcción de caminos, fundamentalmente corría a cargo de los pueblos interesados. Las diligencias con sus servicios de horarios fijos y por su tamaño era la señora de la “carretera”. En los carruajes existían varios compartimentos, según la clase que se ofrecía: la B era la preferente; al lado estaba la llamada clase interior (con sus fulas de asiento en sentido longitudinal) y además había otra clase más modesta, como la de cabriolé (que estaba situada en la parte alta, detrás del mayoral) y la de rotonda en la trasera. El postillón iba abriendo marcha, montado en el caballo de cabeza del largo tiro.

Las diligencias precisaban, de una parte, remplazar las caballerías para darlas descanso; y de otra, efectuar paradas para la comida de los viajeros en determinados sitios. Y en otros, además, para que pasaran la noche. La velocidad comercial entre dos paradas de comida no pasaba de 10 km/h, por lo que le número de paradas para un trayecto medio era excesivo.

Esta era la situación, en líneas generales, del transporte terrestre en nuestro país, cuando en Europa ya se había producido el impulso para desarrollar los ferrocarriles. Lo cuál no quiere decir que no se hubieran producido algunos intentos de implantación en España en la época inmediata a los éxitos de Stephenson. Así tenemos que por R.O. del 23 de septiembre de 1829, se otorgó la primera concesión a José Díaz Imbrechts de la línea que se establecería entre Jerez y Portal. La empresa fracasó por de desconfianza con que era mirado el nuevo medio de transporte.

En 1830 se procedió a la segunda concesión para la construcción de un ferrocarril de jerez a Puerto de Santa María; la empresa tampoco progresó.

En 1843 se concedió la tercera concesión, solicitada por José María Roca, para la línea de Barcelona a Mataró (28 km), que se inauguró el 28 de octubre de 1848, siendo este, por

CONCEPTOS PRELIMINARES

consiguiente, el primer ferrocarril abierto a la explotación en España. Fuera de la metrópoli, el primer ferrocarril construido en “territorio español”, fue el de La Habana a Güines (78 km) en la isla de Cuba, que fue inaugurado en 1837.

A finales de 1843, nada más comenzar el reinado de Isabel II, una comisión de ingenieros elaboró el Real Decreto de 1844 donde, entre otras cosas, se estableció para España un ancho de vía innovador: los seis pies castellanos, iguales a 1,689 m. El que se utilizaba en el resto del mundo era de tan sólo 1,435 m. Los ingenieros Subercase y Santa Cruz justificaron su decisión en base a las peculiaridades orográficas nacionales, que requerirían máquinas de mayor potencia.

En 1844, José de Salamanca solicitó la concesión de la línea de Madrid a Aranjuez (49 km) que se inauguró el 9 de febrero de 1851, con objeto de transportar productos perecederos al mercado de Madrid.

En Cataluña, y alrededor de la empresa del Barcelona-Mataró, se fueron construyendo y agrupando otras líneas; y, en total, en el año 1855 se habían construido en España 475 km de ferrocarriles. A pesar de que las primeras líneas de ferrocarril no necesitaban grandes capitales para su realización, estos se encontraron con dificultad dentro del país en su mayoría, debido a que ni el panorama político ni el legislativo, ofrecían expectativas satisfactorias.

En la década de los 50, poco a poco, el ferrocarril fue extendiéndose al resto del país gracias al esfuerzo de pequeñas compañías independientes. En 1855 se habían construido ya más de 400 kilómetros de ferrocarril. Ese mismo año, tras la revolución liberal y bajo el Gobierno de Esparteros, se promulgó la primera Ley General de Ferrocarriles. La Ley daba grandes facilidades y subvenciones para que el capital extranjero comenzara a invertir en España. Los grandes grupos no quisieron desaprovechar la oportunidad y muy pronto surgirían las grandes compañías ferroviarias que darían el impulso definitivo al ferrocarril nacional.

Las dos principales compañías que se crearon fueron de capital mayoritario francés. La Madrid-Zaragoza-Alicante (M.Z.A.) se constituyó en 1856 auspiciada por los Rothschild, la sociedad de crédito francesa Gran Central y el Marqués de Salamanca. En 1858 nació la Compañía de los Caminos de Hierro del Norte de España de la mano de la familia, también francesa, Pereire.

Gracias a este impulso se construyeron las líneas que unían Madrid con Irún, Alicante, Barcelona y Zaragoza, y la red básica quedó prácticamente completa. Pero el escaso desarrollo económico nacional hizo que las expectativas que se habían fijado las compañías no se cumplieran y éstas se vieran en la necesidad de pedir subvenciones al Estado. El desarrollo de la red ferroviaria se vio frenado de nuevo.

En 1877 se promulgó una nueva ley General de Ferrocarriles que dio fuerzas renovadas al tren. Su objetivo era la construcción de 3300 kilómetros de líneas y compensar la red radial con líneas transversales de vía estrecha. En este caso el protagonismo corrió a

CONCEPTOS PRELIMINARES

cargo de las pequeñas compañías, sobre todo en la cornisa cantábrica y en la zona de Valencia.

A comienzos del siglo XX la red ferroviaria cuenta ya con 15000 kilómetros, más de 10000 en vía de ancho ibérico y en resto en vía estrecha. A partir de ese momento, el ritmo de crecimiento se ralentizó y surgieron nuevas dificultades económicas, que la subida del carbón consecuencia de la I Guerra Mundial acrecentó. El Estatuto Ferroviario aprobado bajo la Dictadura de Primo de Rivera en 1924 vino a paliar un poco el problema. Se concedieron ayudas financieras a las compañías para la renovación de infraestructuras y materiales, y se formalizó el aporte de capital público. Pero la crisis económica de los años 30 y la Guerra Civil provocarían la ruina total de las compañías.

En 1941, como consecuencia de la intervención estatal de las grandes compañías ferroviarias de vía ancha, nace la Red Nacional de Ferrocarriles Españoles (RENFE). Bajo su control se pusieron 12401 kilómetros. Sus objetivos prioritarios fueron la reconstrucción de las infraestructuras ferroviarias dañadas en la contienda y establecer el modelo de gestión de la nueva organización.

En los años 60 destaca el nuevo Plan de Modernización pero a pesar de él, el tren siguió perdiendo protagonismo como consecuencia del auge de otros medios de transporte como el coche o el avión y el déficit siguió aumentando.

Como información adicional a la evolución del ferrocarril en España puede decirse que entre las causas que retrasaron su implantación se encuentra:

- Inactividad estatal: no hubo un apoyo oficial en los comienzos.
- Falta de capitales.
- Ausencia de conocimientos técnicos y de visión de futuro.
- Atraso económico general.
- Obstáculos geográficos serios: Pajares, Orduña, y Despeñaperros son ejemplos característicos.
- Acontecimientos políticos y económicos.

En la década de los 80, la Administración cambió de actitud y decidió dar un nuevo impulso al ferrocarril. En 1981 se aprobó el Plan de Transporte Ferroviario, que realiza grandes inversiones en la mejora de los servicios de cercanías o la línea de Alta Velocidad Madrid-Sevilla, inaugurada en 1992. Hoy la modernización del ferrocarril sigue siendo prioritaria. El Plan de Infraestructuras Ferroviarias 2000-2007 tiene prevista una inversión de 4,7 billones de pesetas que dotarán a España de una gran red de 7200 Km. De Alta Velocidad. El ferrocarril del siglo XXI es un medio de transporte moderno, eficaz y competitivo. [1]

2.2 El Marco Europeo. Presente y futuro del ferrocarril en Europa.

2.2.1 Situación actual del ferrocarril en la Unión Europea.

En los últimos años el transporte por ferrocarril en la unión Europea ha ido perdiendo cuota de mercado en beneficio, principalmente, del transporte por carretera. Esto traducido en cifras se detalla a continuación:

- El transporte por carretera representa hoy en día un 44% del transporte de mercancías, frente a un 41% la navegación de corta distancia, un 8% el ferrocarril y un 4% las vías navegables.

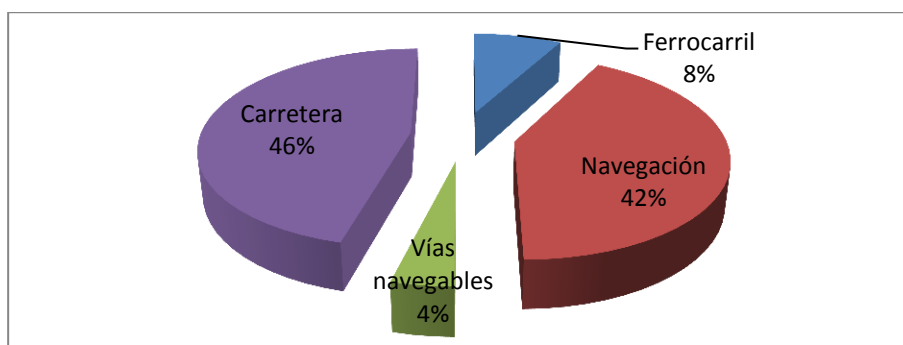


Figura 1. Reparto modal del transporte de mercancías.

- El predominio del transporte por carretera es aún más impresionante para los pasajeros, ya que representa una cuota de mercado del 79%, frente al 5% el transporte aéreo, a punto de rebasar al transporte ferroviario, que no supera el techo del 6%.

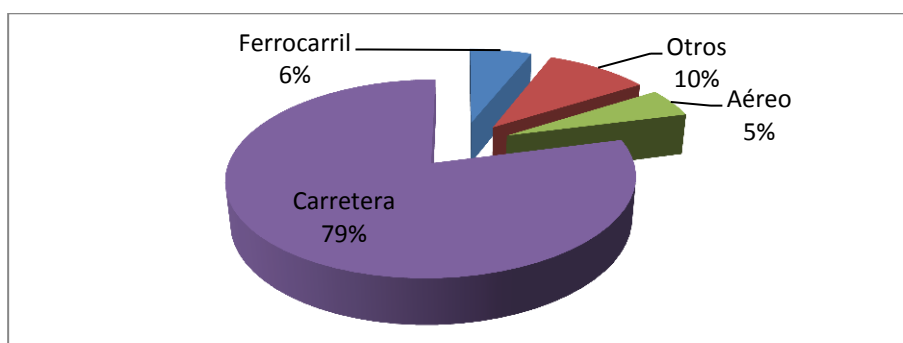


Figura 2. Reparto modal del transporte de pasajeros.

- En el ferrocarril, el problema de la congestión se hace patente en los 16000 kilómetros de vías férreas, que pueden considerarse puntos de estrangulamiento, lo que representa un 25% de la red.

CONCEPTOS PRELIMINARES

- Si se hace caso omiso del presupuesto dedicado a la red transeuropea, de un importe limitado a unos 500 millones de euros al año y que siempre ha dado una prioridad clara al ferrocarril, conviene recordar que más de la mitad de los gastos estructurales dedicados a las infraestructuras de transporte, incluido el Fondo de Cohesión y los préstamos del Banco Europeo de Inversiones, han favorecido al transporte por carretera frente al transporte ferroviario, a instancias de los Estados miembros. En el nuevo contexto del desarrollo sostenible, estas confinaciones comunitarias deberán reorientarse para dar prioridad al transporte ferroviario, marítimo y fluvial.

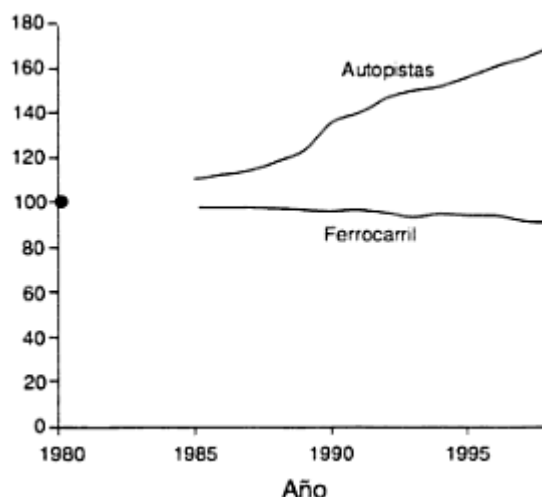


Figura 3. Longitud de la red de autopistas y vías férreas. (Fuente: Eurostat)

La evolución entre los años 1990 y 1998 es un indicador claro del deterioro que ha sufrido el transporte por ferrocarril. El transporte de mercancías por carretera aumentó un 19,4%, mientras que en el mismo período, el tráfico ferroviario registró una disminución del 43,5%. Este deterioro del ferrocarril en favor del transporte por carretera ha sido constatare desde hace más de medio siglo, hasta tal punto que hoy en día el transporte de mercancías por ferrocarril (8%) está pasando a ser marginal y los trenes internacionales a duras penas alcanzan una velocidad media de 18km/h en Europa. Sin embargo, no puede decirse que se trate de una fatalidad de las economías modernas, ya que en Estado Unidos un 40% de las mercancías se transporta por ferrocarril. [1-9]

CONCEPTOS PRELIMINARES

2.2.2 Necesidad de revitalizar el ferrocarril. Ventajas respecto a otros medios de transporte.

En el Libro Blanco en materia de transportes, adoptado por la Comisión Europea el 12 de septiembre de 2001, se recogen los tres principales problemas que presenta el transporte en la Unión:

- Congestión de las vías de circulación.
- Accidentes de circulación.
- Contaminación ambiental.

Si se analizan todos los medios de transporte en función de estos tres problemas, el ferrocarril es, sin lugar a dudas, el mejor parado.

Desde el punto de vista de la congestión de la red, con la incorporación de la tecnología a la mejora de los sistemas de explotación (bloqueos dinámicos, conducción automática, etc.) se puede aumentar la capacidad de las líneas sin necesidad de importantes obras de infraestructura. Además, el ferrocarril, por ser un medio de transporte guiado, es necesaria una planificación previa de las circulaciones, lo cual permite predecir el momento y el lugar de la congestión. De esta forma, es más fácil la corrección a priori que, por ejemplo, en el transporte por carretera.

En cuanto a los accidentes, las estadísticas confirman las ventajas de este medio de transporte. Mientras en el transporte por carretera se producen alrededor de 40000 víctimas al año, el ferrocarril no supera las 100. Analizando el número de personas muertas por cada 100 millones de horas de transporte se tiene:

- Moto 500.
- Bicicleta 90.
- Coche 30.
- Avión 36,8.
- Autobús y autocar 2.
- Tren 2.

Por último, en cuanto a la contaminación el ferrocarril reduce cada vez más sus emisiones por el incremento de las líneas electrificadas. Idea clara de cual es la ventaja del ferrocarril se puede extraer de las gráficas siguientes. [1]

CONCEPTOS PRELIMINARES

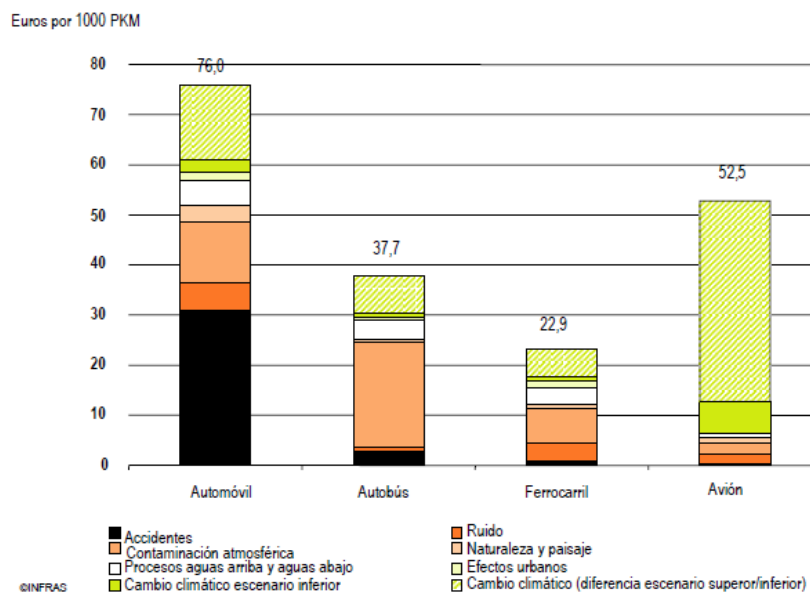


Figura 4. Costes externos medios 2004 (UE 17) por medios de transporte y componente de coste: Transporte de viajeros. El elevado valor de los costes de cambio climático en el transporte aéreo es debido al mayor efecto que sobre el calentamiento global tienen las emisiones de CO₂ durante el vuelo a gran altitud.

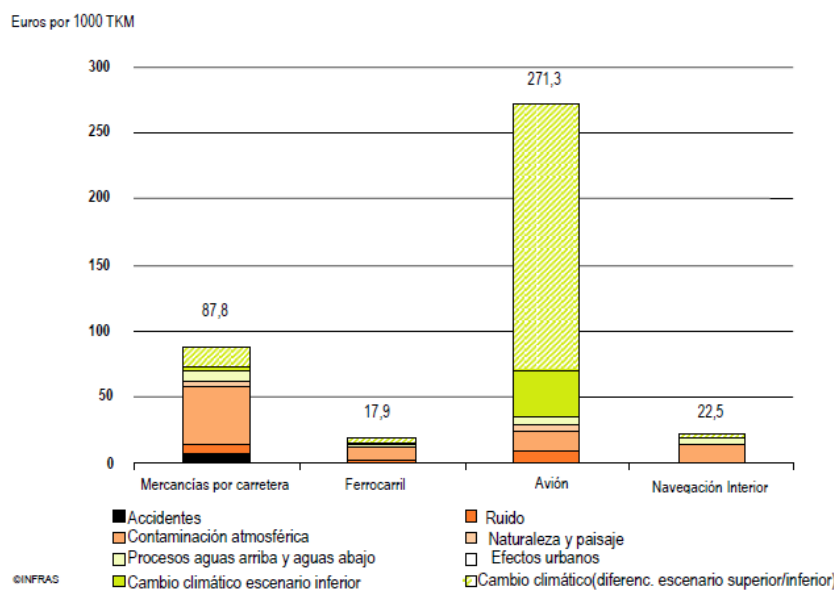


Figura 5. Costes externos medios 2000 (UE 17) por modo de transporte y componente de coste: Tráfico de Mercancías. El elevado valor de los costes de cambio climático en el transporte aéreo es debido al mayor efecto que sobre el calentamiento global tienen las emisiones de CO₂ durante el vuelo a gran altitud.

2.2.3 El futuro del ferrocarril en la Unión Europea. Medidas previstas.

Dado el potencial que presenta el ferrocarril, la Unión europea se ha planteado diferentes acciones a tomar para favorecer su desarrollo. Entre estas medidas cabe citar:

- Revitalizar el ferrocarril. El transporte ferroviario es el sector estratégico (en el sentido propio de la palabra) que condiciona, en particular, el éxito del restablecimiento del equilibrio en el transporte de mercancías. La revitalización de este sector requiere una competencia entre las propias compañías de ferrocarril. La llegada de nuevas empresas ferroviarias podría contribuir a reforzar la competitividad de este sector y deberá completarse con medidas que fomenten la restructuración de las compañías, teniendo en cuenta los aspectos sociales y las condiciones laborales. La prioridad es conseguir la apertura de los mercados, no sólo para el transporte internacional de mercancías, lo que ya fue decidido en diciembre de 2000, sino también para el cabotaje en los mercados nacionales (para que los trenes no circulen vacíos) y, paulatinamente, para el transporte internacional de pasajeros. Esta apertura de los mercados debe completarse con una mayor armonización desde el punto de vista de la interoperabilidad y la seguridad. La Comisión ha propuesto un paquete de medidas (primer “paquete ferroviario”) en este sentido que debería permitir a este modo de transporte recuperar su credibilidad, especialmente en el transporte de mercancías, en regularidad y puntualidad de cara a los operadores: Sería conveniente que poco a poco se vaya dedicando una red de líneas ferroviarias exclusivamente al transporte de mercancías, para que las compañías concedan tanta importancia comercial al transporte de mercancías como al de pasajeros.
- Materializar la intermodalidad. El recurso a la intermodalidad reviste una importancia fundamental para el desarrollo de alternativas competitivas al transporte por carretera. Son prioritarias las medidas de armonización técnica e interoperabilidad entre sistemas, en particular para los contenedores.

Con estas acciones la Unión Europea se ha fijado los siguientes objetivos:

- Aumentar la cuota de mercado del 6% al 10% del tráfico de viajeros y del 8% al 15% del tráfico de mercancías.
- Triplicar la productividad del personal de las empresas ferroviarias.
- Mejorar en un 50% de la emisión de agentes contaminantes.
- Aumentar la capacidad de la infraestructura correspondiente a los objetivos de tráfico establecidos. [1]

2.2.4 Situación del ferrocarril en España. El modelo actual y el de futuro.

El actual modelo ferroviario español no responde plenamente a las exigencias impuestas por la nueva normativa comunitaria. La separación de actividades (administración de infraestructura-explotación de los servicios), el saneamiento financiero de RENFE y su apertura a las reglas del mercado y de la competencia son elementos básicos sobre los que debe pivotar la reorganización del nuevo modelo. A esto es necesario añadir la decidida voluntad de los gobernantes para impulsar el ferrocarril como transporte rápido, moderno y seguro, capaz de competir con los otros modos de transporte y convertirse en el elemento vertebrador del país. Todo ello exige una reforma de la actual legislación y fuertes inversiones en infraestructura y modernización de la red.

A todo lo citado anteriormente, hay que añadir que existen aspectos en la legislación ferroviaria española que entran en clara contradicción con las Directivas, lo que requiere la reforma global del marco normativo. En este sentido cabe citar el caso del GIF, en principio destinado a administrar toda la infraestructura ferroviaria y que, sin embargo, sus competencias han quedado reducidas a la gestión de la nueva infraestructura que el Gobierno le asigne.

La aplicación de la Directivas al caso español implica que se cumplan las siguientes exigencias:

- La necesaria separación institucional entre los servicios de transporte ferroviario y la administración de la infraestructura, siendo preferible una separación institucional a la meramente contable.
- Creación de un Administrador de Infraestructura Ferroviaria, cuya función principal sea la construcción y el mantenimiento de la infraestructura ferroviaria, pudiendo gestionar, además, los sistemas de control y seguridad de la misma. Las funciones actuales asignadas estatutariamente al GIF no se lo permiten.
- Creación de un Órgano Regulador Ferroviario, cuyas competencias básicas sean garantizar que cualquier prestador de servicios ferroviarios tenga derecho de acceso a las infraestructuras de forma equitativa, transparente y no discriminatoria, actuando como órgano de apelación y arbitraje en la resolución de conflictos.
- La designación, por parte del Estado, de un órgano competente para el otorgamiento de licencias, que no preste servicios de transporte ferroviario y sea independiente de los organismos y empresas que presten tales servicios.
- Libre acceso al mercado de las empresas ferroviarias, lo que requiere la consagración del principio de libre concesión de licencias a todas las empresas del sector ferroviario, pudiendo excluirse las que presten servicios de transporte urbano, suburbano o regional de viajeros y las que exploten, exclusivamente, servicios regionales o propios de transporte de mercancías.

CONCEPTOS PRELIMINARES

- Libertad de acceso de las empresas ferroviarias a la infraestructura y, por consiguiente, al mercado ferroviario, una vez que dispongan de la licencia de empresa ferroviaria y tengan asignada la correspondiente capacidad de red.
- La obtención, por parte de las empresas ferroviarias establecidas o que se establezcan, de un certificado de seguridad que garantice la adecuada prestación del servicio en los trayectos correspondientes.
- El saneamiento financiero del sector ferroviario y el procedimiento de financiación de la deuda histórica que el Estado mantiene con RENFE, ya que es un requisito imprescindible para la eficiencia del nuevo modelo y la terminación de la Red de Alta Velocidad. [1]

2.3 Clasificación general de los tipos de freno.

Son muy variados los puntos de vista desde los cuales se puede intentar una clasificación de los frenos. Sin embargo, por lo que afecta a los utilizados en los ferrocarriles, cabe hacer una primera clasificación atendiendo a la naturaleza de la energía proporcionada para el accionamiento de los frenos, es decir, la utilizada en el aparato motor de éstos; y en segundo lugar, pueden agruparse distinguiendo el modo de utilización o disipación de la energía cinética que ha de ser transformada por el frenado.

Por la naturaleza de la energía utilizada, los sistemas de frenos pueden clasificarse en frenos de:

- Vapor
- Eléctricos
- Neumáticos
- Manuales

Una subclasificación de estos grupos se obtiene si se considera la forma de transmisión o utilización de dicha energía, así, los frenos de vapor pueden ser:

- Directos
- Contravapor

Según el vapor que se utilice, a efectos del frenado, en cilindros especiales o en los propios cilindros motores de la locomotora.

CONCEPTOS PRELIMINARES

Los frenos eléctricos se subdividen en:

- *Frenos reostáticos*, cuando la energía cinética del tren se disipa en el calentamiento de resistencias.
- *Frenos de recuperación*, cuando dicha energía se supera parcialmente sobre la locomotora, para ser de nuevo utilizada en la línea de tracción.
- *Frenos de adherencia*, si se utiliza ésta en la producción del esfuerzo de frenado, distinguiéndose a su vez:
 - ✓ *Frenos electromagnéticos* (de rozamiento sobre el carril).
 - ✓ *Frenos electromecánicos* o de solenoide (de rozamiento sobre zapatas).

El frenado eléctrico, bien reostático o por recuperación de energía, se caracteriza porque el esfuerzo de frenado producido se anula con la velocidad del tren, y por ello, su utilización tiene el carácter adicional o suplementario antes señalado, y está, sobre todo, indicada como frenado permanente para la moderación de la velocidad sobre las pendientes prolongadas.

Los frenos neumáticos se sirven del aire, bien comprimido o rarificado, como elemento intermedio en el accionamiento de los frenos, dando lugar, respectivamente a:

- *Frenos de aire comprimido*.
- *Frenos de vacío*

La característica de ambas clases de frenos es la de ser extensibles a todos los vehículos de la composición del tren. En la transmisión o mando del esfuerzo motor de los frenos neumáticos puede utilizarse, asimismo, otra forma de energía resultando así:

- *Frenos electroneumáticos*.
- *Óleoneumáticos o hidráulicos*.

Aplicados exclusivamente en coches automotores o unidos a remolques que normalmente no se desacoplan.

Según el modo de absorción o disipación de la energía cinética disponible, se distinguen:

- *Frenos mecánicos*: La transforman en calor por rozamiento, con desgaste sistemático de las partes rozantes.
- *Freno de contravapor*, en las locomotoras de vapor.
- *Freno reostático o de recuperación*, en las eléctricas, efectuando dicha transformación en calor pasando por otra suplementaria intermedia, sin desgaste mecánico alguno, o bien transformando la energía cinética disponible en energía utilizable para la tracción.

CONCEPTOS PRELIMINARES

En ambas clasificaciones mencionadas pueden agregarse los frenos aerodinámicos, que actúan por desplazamiento de la masa de aire ambiente y son susceptibles de ser aplicados en vehículos especiales como los automotores de gran velocidad o los trenes de levitación.

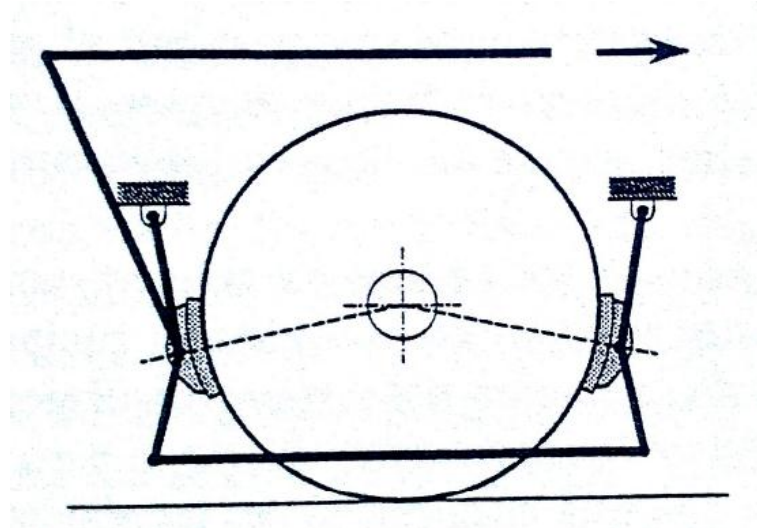


Figura 6. Disposición típica de un sistema de frenado de doble acción.

Los frenos mecánicos, que pueden actuar bien sobre las ruedas o sobre los carriles, se dividen en:

- *Frenos de zapatas o de tambor.*
- *Frenos de disco.*
- *Frenos de mordazas sobre el carril.*

Los frenos mecánicos de zapatas han sido y so los universalmente empleados como sistema general de frenado de los trenes, aunque se han ido abriendo paso, de forma ininterrumpida, los frenos de disco. [1-6]

2.3.1 Frenado Mecánico.

Frenos de zapata

En los comienzos del ferrocarril el frenado se hacía aplicando una zapata sobre la trayectoria de la rueda. Esta práctica, a pesar de parecer anticuada, a la vista del desarrollo tecnológico actual, ha persistido. Las soluciones actuales emplean normalmente una zapata de fundición de resistencia a tracción de unos 170 MN/m^2 , originalmente conformada para ajustar con el contorno de la rueda, aplicado al aro de

CONCEPTOS PRELIMINARES

rueda de acero, de unos 850 MN/m^2 . La supervivencia de este sencillo sistema de debe a que tiene unas ciertas ventajas inherentes:

1. La fundición, al ser mucho más blanda que la rueda, sufre la mayoría del inevitable desgaste, siendo más fácilmente reemplazable que el propio desgaste en rueda.
2. La mayor parte del calor producido por el rozamiento es absorbido por la rueda, lo cual no solamente representa una considerable eliminación de calor, sino que además presenta la ventaja de un alto índice de disipación térmica.
3. Si la zapata de conforma con el contorno original de la rueda, ayuda a preservar este contorno al producirse el desgaste, reduciéndose la necesidad de retorneado.
4. La acción de limpieza de la zapata en el aro de la rueda ayuda a mantener el valor de la adherencia en el contacto rueda-carril.

En la actualidad pocas disposiciones de frenos de locomotora y algunos de vagones se aplican solamente a un lado de la rueda, dado que la mayoría de los frenos son de doble acción, como se indica en la figura 6.

Una condición importante de diseño consiste en situar la zapata para que repose tan cerca como sea posible de la horizontal que pasa por el centro de la rueda, para evitar una carga adicional en los cojinetes de la caja de grasa. Hay que destacar que un frenado de este tipo afectará inevitablemente a la suspensión y, durante el frenado, es de esperar un rodaje más brusco.

El esfuerzo de frenado en las zapatas se aplicará normalmente por medio de un cilindro y pistón operado por aire comprimido o vacío a través de un sistema de timonería. La eficiencia de operación del sistema mecánico, para un sistema en el cual uno de los cilindros realiza el frenado de un bogie, o para el vehículo completo, puede llegar al 60%, a pesar de que esta cifra puede ser incrementada por la vibración durante la parada. Por ello, y para prevenir un ajuste frecuente para corregir el desgaste de las zapatas, en el diseño se debe tener en cuenta una tolerancia funcional. Por esa razón muchos diseños modernos emplean varios cilindros de freno, preferiblemente uno para cada rueda, consiguiendo así un mecanismo más sencillo y con una eficiencia que puede alcanzar el 95%, requiriendo un ajuste mínimo.

La presión a aplicar no debe ser demasiado grande porque existe el peligro de que las ruedas deslicen sin rodar (*bloqueo de las ruedas*). Las locomotoras eléctricas y los coches se frenan normalmente con una fuerza de un 90% de la carga que llevan las ruedas, aunque en los casos donde es más probable que ocurra deslizamiento puede reducirse, por ejemplo, muchas locomotoras se frenan sólo al 67%. El diseño del sistema de freno no sea operativo por cualquier motivo. La condición normalmente requerida consiste en mantener inmóvil el vehículo en un gradiente máximo prefijado, para un esfuerzo manual de 220 N.

CONCEPTOS PRELIMINARES

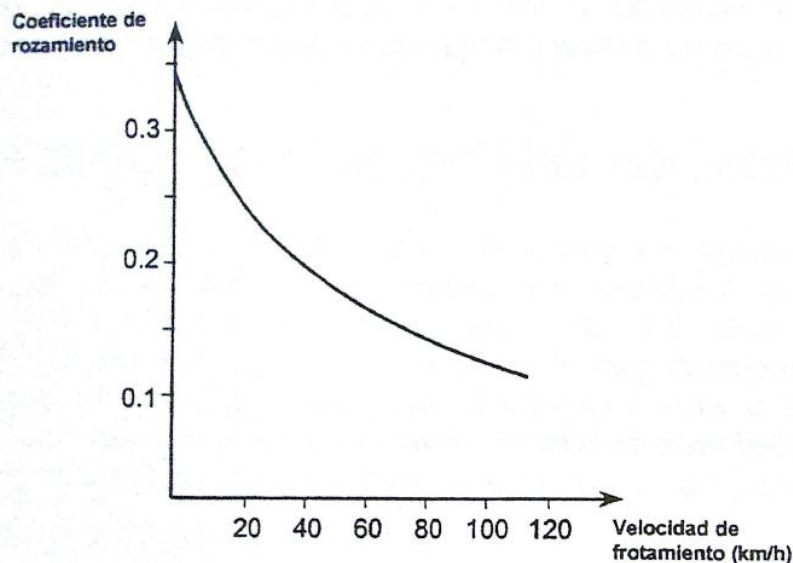


Figura 7. Valores medios del coeficiente de fricción de zapata de fundición sobre rueda de acero.

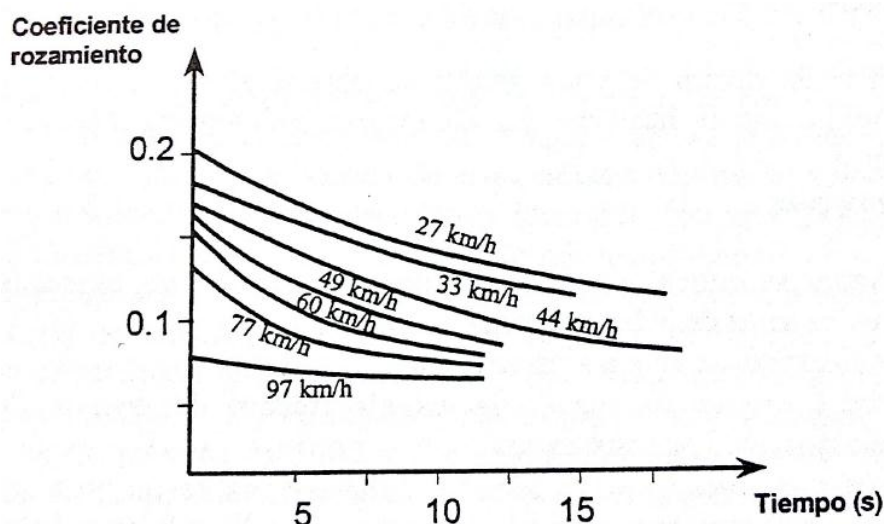


Figura 8. Valores medio del coeficiente de fricción de zapata de fundición sobre rueda de acero a valores constante de velocidad.

En 1878 un comité creado y dirigido por *Galton* realizó diferentes investigaciones sobre el comportamiento de los frenos de zapata de fundición y para ello realizaron numerosas pruebas en las líneas de Londres, Brighton y el Ferrocarril de la costa Sur. *Galton* midió no sólo los valores mínimos del coeficiente de adherencia μ obtenido en el contacto rueda-carril con la rueda rotando normalmente, sino también el coeficiente de rozamiento μ' (μ_z) obtenido entre la zapata y la rueda, y μ'' (μ_d) que es el coeficiente de rozamiento en el contacto rueda-carril durante el deslizamiento, (cuando la rueda se mueve sin rotación). Sus medidas para el coeficiente normal de adherencia, μ , fueron similares para los casos de frenado y tracción.

El coeficiente de rozamiento μ' entre la zapata y la rueda resultó ser dependiente de la velocidad de frotación, los valores obtenidos durante una parada normal se muestran en la Figura 7.

CONCEPTOS PRELIMINARES

Durante un período extendido de frenado, *Galton* descubrió, sin embargo, la tendencia del coeficiente μ' de reducirse con el tiempo. Los valores típicos obtenidos durante períodos cortos de frenado a una velocidad aproximadamente constante se muestran en la Figura 8.

Esto es debido al punto de fusión de la fundición que es 1250°C, relativamente bajo, de modo que, cuando se ha absorbido la suficiente cantidad de energía, la superficie de la zapata comienza a fluir, el líquido de material pastoso producido en la superficie de contacto reduce el coeficiente de adherencia al actuar como lubricante, despidiendo chispas de hierro fundido.

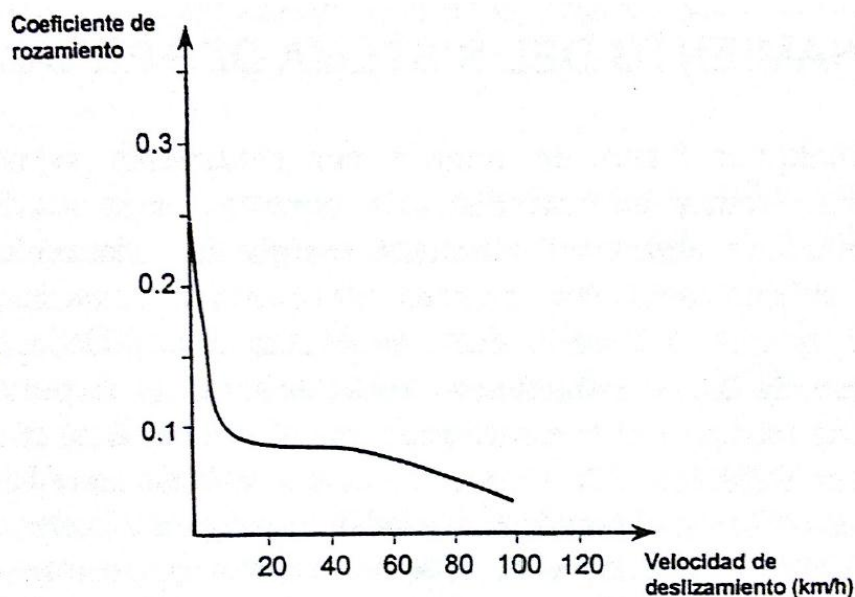


Figura 9. Valores medios del coeficiente de fricción entre rueda de acero y carril.

Como conocen los maquinistas, los valores del coeficiente de rozamiento μ'' obtenidos en el contacto rueda-carril con las ruedas “clavadas”, sin rodadura, son mucho más bajos que los de la adherencia normal μ , de modo que la aplicación de un frenado excesivo puede hacer que se produzca el fenómeno de “deslizamiento”, produciéndose una menor deceleración. Esto fue confirmado por *Galton* en unas series de medidas que se muestran en la figura 5, con el valor medio del coeficiente de rozamiento μ'' siendo sólo un 0,07.

De este modo *Galton* concluye que el frenado óptimo se obtendría cuando la aplicación fuera inferior pero lo más próxima posible a la necesaria para que las ruedas lleguen al bloqueo. Otra dificultad práctica se debe al hecho de que, aunque se pueda aplicar una presión comparativamente alta, a velocidades elevadas, ésta ha de ser decrementada continuamente con la reducción de la velocidad, pues de otro modo las ruedas llegarían al bloqueo, o el tren llegaría a detenerse con una violencia innecesaria.

Muchos otros investigadores desde entonces han realizado medidas para determinar la relación entre el coeficiente de rozamiento μ' (zapata de fundición-rueda de acero) con la velocidad V y la intensidad de presión P_b . Después de un análisis de numerosas observaciones, *Koffmann* concluye que puede expresarse del modo:

CONCEPTOS PRELIMINARES

$$\mu' = k_b \cdot \sqrt[3]{\frac{1}{v}} \cdot \sqrt[3]{\frac{1}{P_b}}$$

donde K_b es una constante.

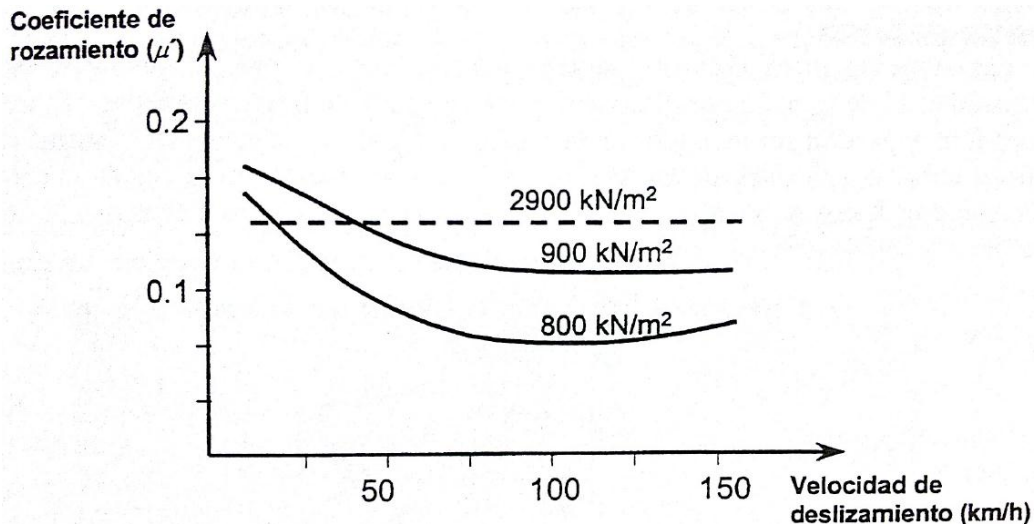


Figura 10. Medidas del coeficiente de fricción entre zapatas de fundición y ruedas de acero sometidas a alta presión.

Obviamente hay un límite para la intensidad de presión de las zapatas que fue investigado por *Scharader* en los laboratorios de la *Universidad de Illinois* en 1938. Estas pruebas confirmaron el decremento del coeficiente de adherencia μ' con el incremento de la presión P_b , pero sólo hasta un límite de unos 2,1 MN/m². Más allá de este límite el rozamiento se presenta más alto y aparentemente independiente de la velocidad, como se muestra en la Figura 10, pero en estas circunstancias había un excesivo calentamiento y desgaste. A velocidades muy altas este valor mínimo de P_b se reducía, por ejemplo a 160 km/h había caído a unos 1,8 MN/m².

Las desventajas del uso de las zapatas de fundición son:

- La variación del coeficiente de rozamiento con la velocidad y duración de la aplicación.
- La producción de polvo metálico de frenado.
- El alto índice de desgaste, que, en servicio suburbano intensivo puede requerir el cambio de las zapatas en intervalos muy cortos (semanalmente).

Estas dificultades pueden, al menos parcialmente, ser resueltas por el uso de zapatas compuestas. El término “composición” abarca una amplia gama de materiales preparados, normalmente de composición y fabricación sólo conocida por los fabricantes, pero para el uso del ferrocarril normalmente implica una preparación de asbestos (actualmente no utilizados), hierro metálico u óxido y varios polvos minerales embebidos en una resina apropiada. Estos materiales, cuyo comportamiento puede variar de forma substancial, proporcionan un valor casi constante de coeficiente de rozamiento llegando a

CONCEPTOS PRELIMINARES

velocidades altas con un menor desgaste, esto además produce un menor desgaste de las ruedas y produce polvo de frenado no metálico. Habitualmente se ha detectado que la adherencia entre la rueda y el carril se reduce, particularmente en condiciones húmedas. El valor que aporta la introducción de zapatas compuestas todavía es un tema a debate y sin duda depende de las circunstancias en las que se empleen. [1]

2.3.1.1 Frenos de disco

Se han sugerido otros sistemas para el frenado, pero el que ha sido generalmente aceptado es el de frenado por disco, en el que la acción de frenado se separa de la rueda. Estos frenos pueden ser incluidos en la rueda, de modo que la rueda en sí misma realiza refrigeración, o una disposición alternativa, como se muestra en la figura 11, donde se emplean dos discos montados en el eje, entre los cuales hay unos álabes que posibilitan una circulación de aire para enfriamiento.

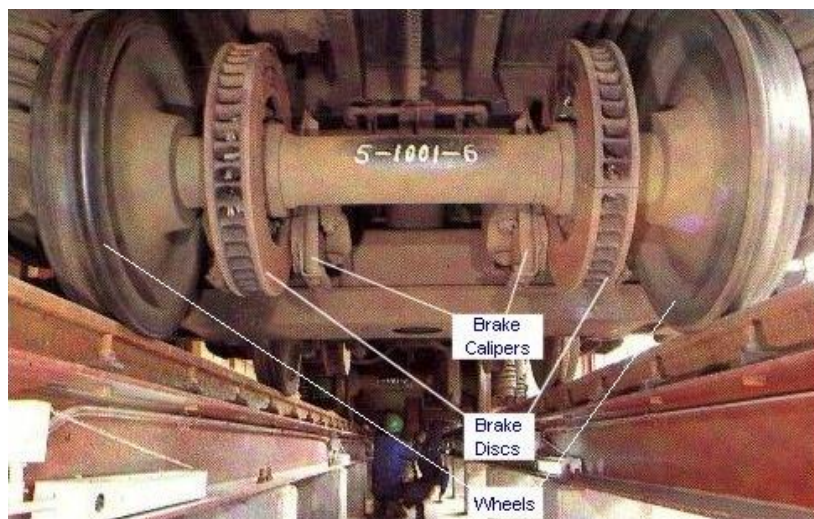


Figura 11. Frenos de disco.

Los discos son normalmente de fundición y se emplean zapatas de freno con una composición que evite una reducción del frenado con la velocidad y temperatura y minimice el desgaste. Estos sistemas de frenos son capaces de absorber grandes cantidades de energía, siendo su única desventaja aparente que no limpian las ruedas. [1-6]

2.3.1.2 Frenos de patín

Son aquellos en los que, durante el período de frenado, se reparte el peso total, P , del vehículo entre los ejes y los patines, Si estos últimos se proveen de zapatas de material

CONCEPTOS PRELIMINARES

incrustante (carborundo, corindón artificial, etc.), se concibe puedan ejercer sobre el vehículo un esfuerzo de frenado debido a la fracción de su peso que recae sobre, los patines es mayor que si ésta estuviera solicitada sobre las ruedas, especialmente en el caso de rozamiento de acero sobre acero al producirse el bloqueo de aquéllas.

Se utilizan estos frenos principalmente como frenos de socorro en líneas de montaña de grandes pendientes.

La aplicación de los patines puede hacerse a mano o eléctricamente, como se efectúa en algunas líneas de tranvías. En las líneas de montaña es más frecuente el mando neumático de estos frenos. Su acción es potente y, en la práctica, suave y progresiva, presentando la ventaja de ser prácticamente independiente del estado del carril. Los principales inconvenientes de estos frenos residen en el desgaste anormal del carril a que dan lugar, y sobre todo en la mayor facilidad de descarrilamiento del vehículo durante su aplicación, a causa de la descarga de las ruedas, asimismo, son susceptibles de averiarse al paso por los aparatos de vía o por juntas mal establecidas. [1]

2.3.2 Accionamiento del Sistema de Frenado.

Para aplicar cualquier forma de frenado por rozamiento se necesita una fuerza considerable para actuar en una distancia corta y luego mantenerla un período indefinido, debiéndose almacenar suficiente energía en cada vehículo para cubrir al menos varias aplicaciones. Por razones de seguridad, muchas administraciones ferroviarias exigen que el frenado debe ser continuo y aplicado a cada uno de los vehículos del tren, de acción instantánea y capaz de ser aplicado por el maquinista o por cualquier persona mediante el freno de emergencia, y automático si ocurre un fallo. Lo que se requiere es algún modo de almacenamiento de energía en cada vehículo, para que el frenado pueda ser usado al recibir una señal de una fuente distante, actuando de forma similar en la acción que libere el sistema. Existen disponibles tres métodos de almacenamiento: muelle metálico, un depósito de aire comprimido o un depósito de vacío.

El primer método sólo puede ser aplicado en una dirección y no se puede recargar automáticamente, usándose normalmente sólo como un muelle de retorno para liberar los frenos, mientras que los dos últimos métodos se pueden recargar a partir de la fuente de energía (la locomotora o uno o más vehículos). Tradicionalmente se ha aceptado que los medios más convenientes de conseguir el frenado apropiado son por medio de un sistema de presión de aire, bien sea un sistema positivo (aire) o uno negativo (vacío).

Para que las conexiones de tuberías entre vehículos sean mínimas, parece conveniente que una sola tubería de tren sirva para recargar los depósitos de cada vehículo y transmita las señales necesarias, pero, en sistemas más recientes, se utilizan habitualmente dos tuberías una para cada una de las funciones. [1]

CONCEPTOS PRELIMINARES

2.3.2.1 Circuito de frenos individuales/continuos.

Los circuitos de freno empleados en los ferrocarriles pueden ser fundamentalmente clasificados en dos grupos:

- *Frenos individuales*
- *Frenos continuos*

En los primeros, el mecanismo del freno obra aislada e independientemente sobre cada vehículo del tren. Es el caso de los frenos maniobrados a mano, que son siempre frenos de zapatas sobre las ruedas, y de otros tipos de frenos especiales que tienen el mismo carácter.

En los frenos continuos, su acción se extiende simultáneamente a todos los vehículos que entran en la composición del tren, es el caso de los frenos neumáticos:

- *Vacío*
- *Aire comprimido*

Frenos individuales

Tienen tal carácter los frenos accionados a mano, y los que por razón de su naturaleza son solamente aplicables en un vehículo determinado, como sucede con ciertos sistemas de frenos utilizados sobre las locomotoras de un tren o sobre los ejes motores de los trenes automotores.

Frenos continuos

Los frenos continuos se caracterizan porque todos los vehículos del tren pueden ser frenados por una maniobra única al alcance del maquinista, y muchas veces de otros agentes del tren y aun de los mismos viajeros. La continuidad permite aumentar la proporción del peso frenado hasta alcanzar la totalidad del tonelaje del tren, utilizando toda la adherencia del mismo, y suprime las pérdidas de tiempo, inevitables cuando cada vehículo debe ser maniobrado aisladamente.

Estas ventajas son particularmente interesantes para los trenes de gran velocidad, en los que disminuyen el riesgo y las consecuencias de los accidentes, y para los trenes de frecuentes paradas (servicios de cercanías o suburbanos), porque el freno continuo economiza tiempo en cada parada.

Aunque durante largos períodos de tiempo la mayor parte del material de mercancías de las redes europeas era frenado a mano, hoy en día está completamente extendido el uso

CONCEPTOS PRELIMINARES

del frenado continuo. En España, la composición de los trenes ordinarios de mercancías está limitada a 120 ejes, es decir, 60 vagones de dos ejes, y suponiendo todos ellos cargados, la carga máxima normal de tales trenes no excede de 1200 t, ni su longitud, incluida la o las locomotoras, de 500 m. La materialización del frenado continuo en trenes largos presenta en esencia las siguientes dificultades:

- 1.- La gran longitud de la tubería general necesaria para tales trenes que, aproximándose o rebasando la cifra de 1 km, requiere, con los frenos ordinarios de aire comprimido, un intervalo de transmisión del frenado, de cabeza a cola, de 5 a 10 segundos, con las consiguientes y peligrosas reacciones en los enganches.
- 2.- La gran variación de la carga en relación con la tara de los vagones de mercancías, lo que puede dar lugar a que la relación de los pesos de un vagón cargado y vacío alcance y aun rebase la de 3 a 1. Ni esta circunstancia ni la anterior se dan en los trenes de viajeros, compuestos en general de reducido número de vehículos, cuya carga no influencia apreciablemente su peso.
- 3.- Las diferencias de los juegos de las timonerías, debidas al desgaste de las zapatas y articulaciones, que originan a su vez grandes diferencias en la carrera de los pistones de los cilindros de freno y, por tanto, en el volumen de aire utilizado y en la presión sobre los pistones y zapatas, dando lugar a esfuerzos de frenado notablemente distintos.

Por su parte, las ventajas a extraer de la aplicación de los frenos continuos a los trenes de mercancías son:

1. Aumento de la seguridad de la circulación.
2. Aumento de la capacidad de las líneas e instalaciones:
 - a) Posibilidad de aumentar el tonelaje de los trenes por el empleo en composición de mayor número de vagones y de vagones de mayor carga.
 - b) Posibilidad de aumentar notablemente las velocidades de los trenes.
 - c) Descongestión de las vías y estaciones de mercancías.
3. Economía de la explotación.

La garantía de un frenado seguro y eficaz de los trenes pesados de mercancías sobre líneas de cualquier perfil, requiere las condiciones básicas siguientes:

- i) Todos los vagones de mercancías deben ser dotados de un dispositivo que permita efectuar alternativamente el frenado de la tara (vagón vacío) o el de la carga (vagón cargado), con objeto de reducir a un mínimo admisible las diferencias del coeficiente de frenado de unos y otros vehículos.
- ii) La velocidad de propagación en la tubería general debe ser aumentada en la mayor medida posible y completada con la sensibilidad y funcionamiento seguro de los órganos de distribución, cuando éstos existen.

CONCEPTOS PRELIMINARES

- iii) Los esfuerzos de frenado que en el mismo instante tienen lugar sobre cada vehículo deben presentar las menores diferencias posibles, a pesar de que los frenos de los primeros vehículos entran en acción antes que los de los últimos.
- iv) La presión en los cilindros de freno debe presentar la mayor igualdad posible, a cuyo fin las timonerías deben ser cuidadosamente construidas y regulado su juego con frecuencia, lo que puede también hacerse con el empleo de reguladores automáticos.
- v) La graduación o moderabilidad del frenado debe ser realizable, hasta donde sea posible, tanto al frenado del tren como al aflojamiento de los frenos.
- vi) El sistema debe poseer un mecanismo robusto y cómodo para poder ser empleado normalmente en toda clase de paradas, tanto las de las estaciones como las accidentales en curso de marcha, y un equipo ligero y de fácil conservación.

Para la materialización de frenos continuos, aunque tradicionalmente se han empleado frenos de vacío, hoy en día han quedado totalmente fuera de servicio en trenes de la red nacional, quedando relegados a pequeñas líneas o transportes internos por empresas, dando paso a sistemas neumáticos de aire comprimido.

La clasificación fundamental de los frenos continuos, con independencia del sistema empleado para la generación y transmisión de energía necesaria para el frenado, en:

- *Frenos directos*
- *Frenos automáticos*

2.3.2.2 Frenos Neumáticos.

En estos frenos se utiliza el aire tanto como fuente de energía para producir la presión de aplicación de las zapatas en cada uno de los vehículos del tren, como elemento de transmisión que permite el mando a distancia de los aparatos de freno desde un puesto único de maniobra confiado al maquinista. Los frenos neumáticos son, pues, frenos continuos y, bajo sus diferentes formas, son prácticamente los únicos utilizados como sistema general de frenado en todos los ferrocarriles de interés general.

Elementos y clasificación de los frenos neumáticos

Todo freno de esta clase consta esencialmente de un grupo de elementos instalados sobre la locomotora o tractor para producir y graduar la presión de aplicación de los frenos, otro grupo de elementos colocados sobre cada uno de los vehículos del tren, constituyendo su *equipo de freno* y destinado a ejercer sobre los mismos el esfuerzo de frenado, y una

CONCEPTOS PRELIMINARES

tubería general, a través de la cual actúa la presión neumática sobre dichos equipos a voluntad del maquinista.

El elemento principal del quipo de los vehículos es el *cilindro de freno*, cuyo pistón, al desplazarse, actúa sobre la timonería. Este pistón es empujado, bien por el aire comprimido que se envía al cilindro o por el aire atmosférico cuando se hace el vacío sobre la otra cara del pistón. De ahí las dos categorías de frenos neumáticos: los *frenos de aire comprimido* y los *frenos de vacío*. En los primeros, la presión motora del aire alcanza normalmente 5 kg/cm^2 , y en los frenos de vacío, en cambio, queda dicha presión reducida, a lo sumo, a la presión atmosférica.

Hay que reseñar también los *frenos duales*. Una locomotora equipada con freno dual puede remolcar indistintamente trenes provistos de freno por aire comprimido o por vacío. El equipo dual es prácticamente igual para todas las series de locomotoras, siendo su manejo por el maquinista independiente de la clase de frenado del tren, es decir, el cambio de aire comprimido a vacío o viceversa se efectúa con un conmutador eléctrico.

Sobre la locomotora del tren, el equipo de freno se compone de *aparato motor*, compresor de aire en los frenos de aire comprimido, eyector o bomba de vacío con los frenos de vacío, la *llave de maniobra* o *de mando* y sus elementos accesorios, que acciona el maquinista para graduar la aplicación de los frenos, y el *depósito principal*, bien de aire comprimido o de vacío, que sirve de reserva de energía para la aplicación instantánea de los frenos y de volante regulador para el funcionamiento de aparato motor, incapaz, en general, de producir el efecto deseado en el corto espacio de tiempo necesario. La locomotora lleva, además, su propio cilindro de freno y elementos accesorios, como cualquier otro, vehículo del tren.

La tubería general se compone de un conducto metálico bajo cada vehículo, y cuyas soluciones de continuidad en los extremos del mismo se salvan por medio de mangueras de caucho, que no ofrecen obstáculo a los movimientos de contracción o dilatación del tren y se acoplan con suma facilidad.

Los frenos neumáticos, bien de vacío o de aire comprimido pueden clasificarse como todos los frenos continuos, en:

- *Frenos directos.*
- *Frenos automáticos.*
- *Frenos dobles*, constituidos por una combinación de los dos anteriores.

A su vez, los frenos neumáticos del segundo grupo se subdividen en:

- *Frenos diferenciales.*
- *Frenos de distribuidor.*

CONCEPTOS PRELIMINARES

Frenos directos

En este tipo de frenos el maquinista acciona directa y voluntariamente los cilindros de freno de todos los vehículos del tren, enviando desde la máquina de aire comprimido a la tubería general y de ésta a cada cilindro de freno o extrayendo el aire de éstos si el freno es de vacío.

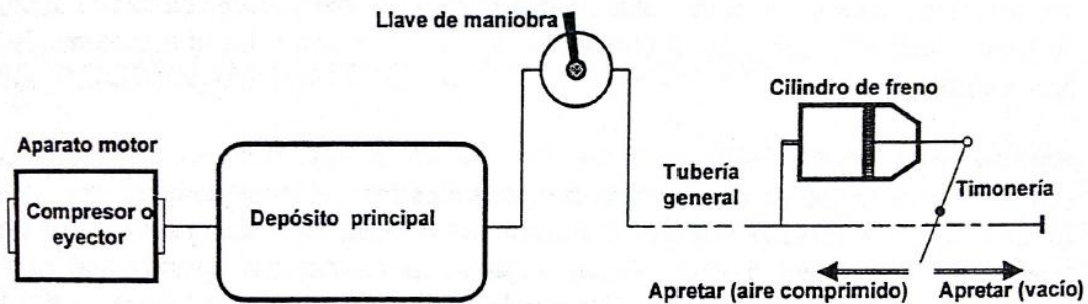


Figura 12. Esquema de un sistema de freno neumático directo.

Los cilindros de freno de los distintos vehículos se derivan directamente de la tubería general que arranca del depósito principal, y pasando a través de una llave de maniobra de tres pasos recorre todo el tren, en cuyo último vehículo se cierra o tapona. Maniobrando dicha llave el maquinista puede, bien aislar la tubería general que queda así a la presión atmosférica (posición neutra o de marcha), bien poner aquélla en comunicación con el depósito principal, lo que produce el enfriamiento del tren en el grado que indica un manómetro o vacuómetro sobre la tubería general o en comunicación con la atmosfera, dando lugar al aflojamiento de los frenos; a este efecto, el pistón de los cilindros vuelve a su posición inicial, bien por la acción de un muelle que aquél comprime en el recorrido de frenado o por la acción de la gravedad, si el cilindro es vertical.

Como tipos de estos frenos pueden citarse el *Westinghouse*, de aire comprimido, y el *Smith-Hardy*, de vacío.

Los frenos directos son enérgicos y graduables, tanto al enfriamiento como al aflojamiento, puesto que el esfuerzo motor depende de la presión que reina en la tubería general, regulada por el maquinista, pero no son automáticos y son poco simultáneos, ya que el suministro de aire comprimido o rarificado a los cilindros de freno debe hacerse todo él a través de la válvula de maniobra, por lo cual el aire no llega o se extrae de los últimos vehículos hasta que los cilindros de los primeros han funcionado más o menos completamente.

Las características de los frenos directos les hace apropiados para su empleo en trenes cortos, por ejemplo, automotores, que circulan sobre líneas de fuertes pendientes. En los trenes largos constituidos por material corriente y necesariamente intercambiable, es preciso acudir a los frenos automáticos y, en caso de necesidad, a los frenos dobles.

CONCEPTOS PRELIMINARES

Frenos automáticos

Los elementos de estos frenos son los citados como comunes a todos los frenos neumáticos, pero con la adición sobre cada vehículo de un depósito auxiliar de aire comprimido o rarificado, que en este último caso forma a veces parte del propio cilindro de freno y que sirve para proporcionar la energía necesaria, por lo menos para una operación de frenado.

La particularidad de estos frenos, cuyo esquema general se representa en la figura siguiente, es que la tubería general se encuentra normalmente en carga, es decir, llena de aire comprimido o rarificado, y que el frenado se produce por la entrada de aire atmosférico que, el maquinista admite en dicha tubería general, en la medida del frenado que desea efectuar. A este efecto, maniobra la llave de mando, de modo que interrumpa la comunicación del depósito principal con la tubería general, poniendo ésta en comunicación con la atmósfera. La onda de depresión o sobrepresión producida se trasmite a lo largo de la tubería, y da lugar, en una forma u otra, según el tipo de freno, al funcionamiento de los cilindros.

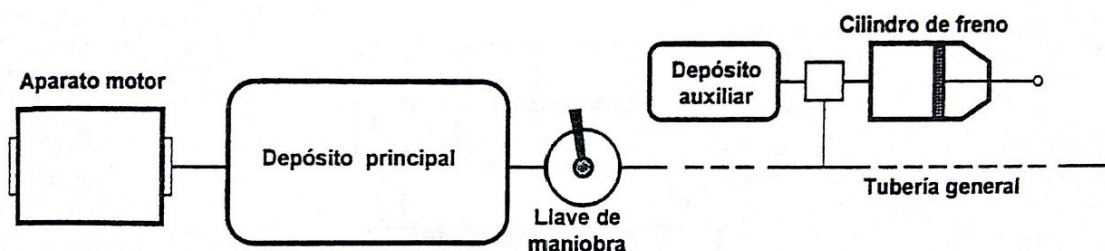


Figura 13. Esquema de un sistema de freno neumático automático.

La función de la tubería general se encuentra, pues, invertida en relación con los frenos directos, y se advierte el automatismo del freno, puesto que una rotura de enganches, con la subsiguiente de tubería general, o cualquier otro incidente anormal que tenga por consecuencia la variación de la presión reinante en ésta, provocará el apriete automático de los frenos de todo el tren.

La velocidad de propagación de la onda diferencial de presión en la tubería general, de la que dependerá la simultaneidad del freno, varía según sea éste de vacío o de aire comprimido. Prácticamente, la velocidad a la cual el aire a la presión atmosférica invade un conducto de 50 mm de diámetro, en el que reina un vacío parcial, es por lo menos el doble (360 m/s) que la velocidad con la cual el aire, comprimido a 4 ó 5 atmósferas, se escapa de un tubo de diámetro mitad (150 a 180 m/s). Estas cifras varían, sin embargo, con la diferencia de presión establecida en la tubería general para la producción o graduación del frenado. Para diferencias de presión infinitamente pequeñas, la velocidad de propagación en ambos casos no es otra que la del sonido, pero las discontinuidades finitas, que son las que corresponden a frenados enérgicos, se transmiten con velocidad distinta y mucho mayor en frenos de vacío, aunque hoy están prácticamente en desuso.

CONCEPTOS PRELIMINARES

Los frenos automáticos pueden establecerse según dos modalidades: los frenos diferenciales y los frenos de distribuidor.

Frenos diferenciales

El esquema de su montaje es, en esencia, el mismo indicado en la figura anterior, pero el elemento característico del sistema es el cilindro de freno directamente unido a la tubería general y que el pistón divide en dos cámaras, como se muestra en la figura siguiente. La cámara *A*, de trabajo, en comunicación con dicha tubería, y la *B*, de presión o de vacío, que hace el papel de depósito auxiliar, de aquí el nombre frecuente de frenos de dos cámaras.

Si se trata de un freno de aire comprimido, el pistón *P*, cuya concavidad está vuelta hacia la cámara *B*, permite el paso del aire a ésta cuando se enfrenta flojo, pero que es perfectamente estanco en la dirección contraria cuando la presión de la cámara *B* le aplica sobre las paredes del cilindro. Durante la marcha norma del tren se establece el equilibrio de las presiones sobre ambas caras del pistón *P*, y el aire comprimido de la tubería general pasa de la cámara *A* a la cámara *B* por entre las paredes del cilindro y el pistón, encontrándose el freno cargado. Cuando, para realizar un frenado, el maquinista produce una depresión en la tubería general, el aire de la cámara *A* se evacua al exterior, mientras el que queda aprisionado en la cámara de presión *B* se expansiona y empuja al pistón, cuyos bordes se aplican entonces sobre las paredes del cilindro, produciendo el apriete del freno.

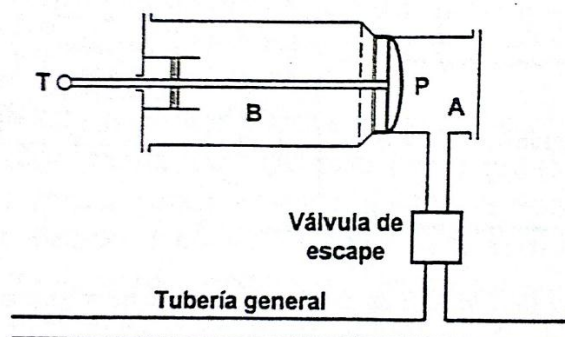


Figura 14. Esquema de un sistema de freno neumático diferencial.

Para aflojar éste, basta admitir nuevamente aire comprimido en la tubería general, lo que restablece el equilibrio de las presiones sobre ambas caras del pistón, cuya guarnición no se aplica ya a las paredes del cilindro, volviendo aquél a su posición inicial por la acción de un muelle.

Este tipo de freno he sido objeto de numerosas variantes. El esquema de la figura corresponde al freno *Wenger*, en el cual la varilla del pistón trabaja a tracción. En otros frenos se encuentra aplicada al otro lado del pistón, trabajando, por tanto, a compresión. Entre los frenos diferenciales de aire comprimido pueden citarse, además del de *Wenger*, los *Schleifer*, *Carpentier*, *Westinghouse* y *Clark*.

CONCEPTOS PRELIMINARES

Los frenos diferenciales de vacío más conocidos son los de *Clayton*, *Clayton-Hardy*, comúnmente designado por el nombre de freno *Hardy*, *Smith-Hardy*, *Körting*, *Westinghouse* y *Jourdain-Monneret*, estando todos ellos en franco retroceso.

Como se advierte, los frenos diferenciales o de dos cámaras son fundamentalmente graduables, tanto al enfrenamiento como al aflojamiento. El maquinista puede, a voluntad, ejercer una y otra operación progresivamente y repetirla cuantas veces desee para regular la velocidad del tren, cualidad especialmente ventajosa en el descenso de largas pendientes. Sin embargo, es preciso hacer notar que las cámaras *B*, que hacen el papel de depósitos auxiliares, no son alimentadas más que después del aflojamiento completo de los frenos, y por consiguiente no puede mantenerse íntegramente la potencia disponible para el frenado en el curso de operaciones sucesivas. Como durante el servicio es inevitable la producción de fugas en los órganos de los frenos neumáticos (más o menos importantes, según el cuidado que se aporte a la conservación de los vehículos), puede resultar que la reserva de aire comprimido o vacío con que el maquinista contará para parar el tren después de un descenso prolongado se encuentre agotada sin que aquél se haya apercebido, lo que pudiera originar un rebase de señales y la posibilidad de un accidente. Para evitar esta situación puede suplementarse la cámara *A*, por medio de un depósito auxiliar, procedimiento que se practica generalmente en los frenos de vacío.

Frenos de distribuidor

La característica de estos frenos es la presencia, además de un depósito auxiliar, de un órgano, *D*, llamado distribuidor, en los equipos de los vehículos (figura siguiente). Analizando primeramente el caso de un freno de aire comprimido, los más extendidos de esta clase, en el que el aire comprimido que, procedente del depósito principal, hace entrar el maquinista en la tubería general. Éste acciona el distribuidor que pone automáticamente en comunicación, por una parte, el depósito auxiliar con la tubería general, y, por otra, el cilindro de freno con la atmósfera, permaneciendo los frenos flojos bajo la acción de un muelle que empuja a fondo el pistón del cilindro. Para apretar los frenos, el maquinista maniobra la llave de mando, con lo que aísla el depósito principal pone la tubería general en comunicación con la atmósfera, a través de una abertura cuya sección crece con la rapidez que se desea atribuir al frenado. La depresión que resulta en la tubería general lleva automáticamente el distribuidor a una posición tal que el cilindro pasa a comunicar con el depósito auxiliar, expansionándose en el cilindro el aire comprimido contenido en este último, y desplazando el pistón sobre cuya cara 2 actúa, el que, a su vez, acciona la timonería del freno.

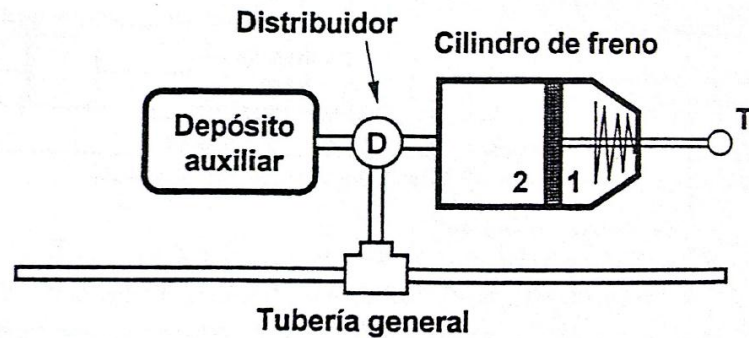


Figura 15. Esquema de un sistema de freno neumático automático de distribuidor.

Para producir el aflojamiento del freno se interrumpe la comunicación de la tubería general con la atmósfera, conectándola nuevamente al depósito principal. El restablecimiento de presión en la tubería general tiene por efecto un movimiento en sentido inverso de los distribuidores de todos los vehículos, que ponen en comunicación los cilindros de freno con la atmósfera, y por otro lado los depósitos auxiliares con la tubería general, que de este modo se recargan desde el principio del aflojamiento, reconstituyéndose el depósito de energía para un frenado ulterior. Al escaparse el aire del cilindro de freno se restablece sobre la cara 2 del pistón la presión atmosférica y el muelle lo vuelve a su posición normal. La velocidad del aflojamiento y de la carga del depósito auxiliar se gradúan por las dimensiones de las aberturas del distribuidor.

El funcionamiento de estos frenos se caracteriza por dos particularidades:

- En primer lugar, por el establecimiento de la comunicación del depósito auxiliar con el cilindro de freno, sin que el aire tenga que entrar o salir por la propia tubería general. El que pasa a través de ésta es sólo el pequeño volumen necesario para el funcionamiento del distribuidor, de lo que resulta una notable simultaneidad en el frenado.
- En segundo lugar el freno, que es graduable al enfrenamiento según la mayor o menor abertura de la sección de paso de la válvula de maniobra, no es graduable al aflojamiento, puesto que el aire comprimido de la parte 2 del cilindro de freno se escapa a la atmósfera en cuanto el distribuidor se coloca en la posición de alimentación del depósito auxiliar, lo que le obliga a soltar por completo el freno antes de hacer una nueva aplicación. Este inconveniente se ha tratado de paliar con diversas disposiciones.

En el caso de un freno de vacío, el esquema básico puede ser el mismo, si bien ha de cambiarse el sentido de la acción del muelle antagonista, o bien puede aplicarse el principio de los frenos diferenciales poniendo en comunicación ambas caras del pistón con el depósito auxiliar de vacío y haciendo actuar el freno por la admisión de aire a la cámara 2 del cilindro, a través de la tubería general.

Los frenos automáticos de vacío con distribuidor (*Soulerín, Eames*, etc.) son poco utilizados. En cambio, los frenos automáticos de distribuidor de aire comprimido, se encuentran universalmente extendidos con profusión de tipos y variantes. Mención aparte

CONCEPTOS PRELIMINARES

de los cuatro admitidos al tráfico internacional en los equipos de los vehículos (coches y vagones) que pueden circular por las redes de varios países, y que son los *Westinghouse* (ordinario o perfeccionado), *Kunze-Knorr* (alemán), *Drosllhammer* (suizo) y *Bozic* (de la antigua Yugoslavia), pueden citarse los *Lipkowski*, *Christiensen*, *Chapsal*, etc.

Frenos dobles

Estos frenos son, como ya se ha indicado, una combinación del freno directo y del freno automático de distribuidor. Aun cuando bajo ciertas condiciones puedan utilizarse los mismos cilindros de freno en ambos equipos, se requiere la adición de uno a otro extremo del tren de una segunda tubería general, ya que la de uno y otro freno tienen funciones distintas y en cierto modo inversas.

Como contrapartida a esta complicación pueden obtenerse la potencia y moderabilidad deseadas, tanto al enfrentamiento como al aflojamiento, manteniendo en reserva la energía acumulada en el depósito auxiliar, para caso de urgencia o de rotura de enganches y con destino a un eventual enfrentamiento automático, la energía acumulada en el depósito auxiliar.

En la figura siguiente se representa el esquema de una instalación de freno doble de aire comprimido *Westinghouse* (freno *Henry*). Cada freno posee su propia llave de mando, precisando la instalación de los siguientes aparatos auxiliares:

- Una válvula reductora de presión, **r**, entre el depósito principal de aire comprimido y la llave de maniobra del freno directo, pues estando los cilindros del freno automático normalmente calculados para la de $3,5 \text{ kg/cm}^2$, no puede admitirse en aquellos directamente la presión del depósito principal (6 a 7 kg), sin peligro de agarrotamiento. La presión del aire se reduce, pues, a la citada de $3,5 \text{ kg}$ a la entrada del freno directo.
- Una válvula doble, entre la tubería general del freno directo y cada cilindro de freno, cuya función es interceptar la comunicación de los cilindros de freno con su correspondiente distribuidor **D**, cuando pasa el aire comprimido de la llave de mando del freno directo a su tubería general. Por el contrario, cuando entra en acción el freno automático, intercepta la comunicación del cilindro de freno con la tubería del freno directo y pone en comunicación dicho cilindro con su correspondiente distribuidor.

CONCEPTOS PRELIMINARES

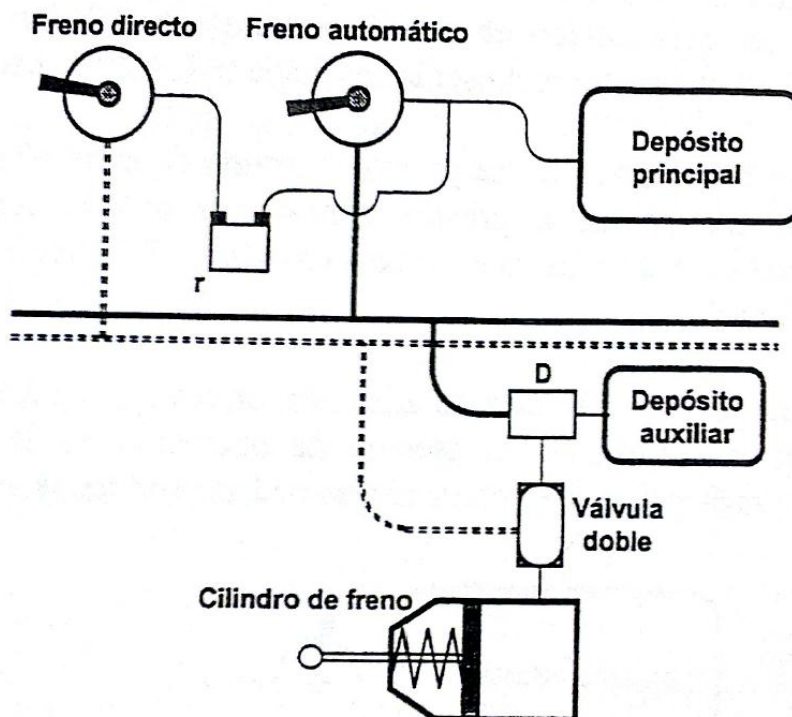


Figura 16. Esquema de un sistema de freno neumático doble.

Es evidente que esta instalación propia de trenes cortos automotores, no es aplicable sobre largos trenes de material intercambiable remolcados por locomotora, y cuando en estos casos desea aprovecharse las ventajas de los frenos directos sobre líneas con fuertes pendientes, lo más frecuente es la utilización conjunta de un freno directo o doble sobre la locomotora y del freno automático sobre el resto del tren. Para freno directo es siempre el de aire comprimido el adoptado tradicionalmente. Así, en las locomotoras eléctricas, ya de la serie 6.100, utilizada en las famosas rampas de Pajares, utilizaba un freno doble: un freno directo de aire comprimido sobre la locomotora y un freno automático de vacío sobre el resto del tren, utilizándose el primero aisladamente en el remolque de renos de mercancías que no poseían freno continuo y en las maniobras en estaciones, y el freno doble cuando la composición del tren estaba dotada del freno automático de vacío.

Asimismo, los automotores eléctricos de la Red Nacional española poseen freno doble, directo y automático, de aire comprimido. El primero, solamente sobre el coche de cabeza, y el automático, en los restantes. La misma llave de mando sirve ambos frenos, y su manija puede ocupar seis posiciones: aflojamiento y marcha, aplicación del freno directo, retención del freno directo, aplicación del freno automático, retención del freno automático y frenado de urgencia.

En los trenes automotores de elevada velocidad y paradas frecuentes (servicios suburbanos o metropolitanos), se combina también el freno automático con el freno directo electroneumático de aire comprimido. [1-6-13]

CONCEPTOS PRELIMINARES

2.3.2.3 Freno de Vacío.

En Gran Bretaña principalmente y algunos otros países como España, el freno de vacío ha sido empleado de forma general excepto para automotores eléctricos y vehículos similares en los cuales el espacio estaba limitado, pero este sistema está siendo eliminado actualmente. El freno de vacío suponía un dispositivo simple y fiable y si era necesario podía ser desarrollado en una línea semejante a la del freno de aire, como describe Hunter, en automotores diesel la tipología más habitual consistía en un sistema de dos tuberías.

La operación es realizada a una presión absoluta de unos 30 kN/m^2 , o lo que es lo mismo a 70 kN/m^2 menor que la presión atmosférica, con lo que las partes son más grandes y más pesadas que en las que se necesitarían con el freno de aire comprimido, teniendo como inconveniente que en una tubería del tren de 50 mm solamente se puede alcanzar una velocidad de propagación de 65 m/s. Este valor se puede incrementar notablemente usando unas válvulas de admisión directa, que admitan aire adicional en cada vehículo al incrementarse la presión de operación en la tubería del tren. La admisión está limitada por la inestabilidad que podría producirse. [1-12]

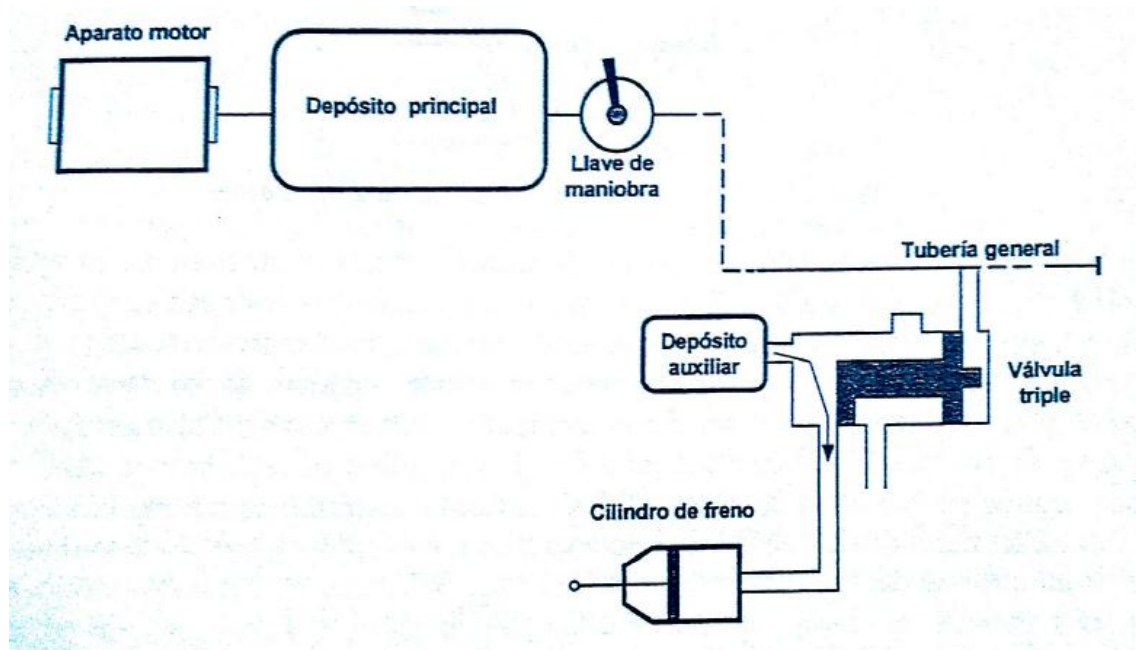


Figura 17. Esquema de un sistema de freno de aire comprimido. Acción de frenado.

2.3.2.4 Freno automático de Aire Comprimido.

El freno de aire (también denominado Westinghouse) operado por aire comprimido una presión relativamente alta, es pequeño y ligero y tiene la ventaja de que se puede

CONCEPTOS PRELIMINARES

almacenar gran energía en cada vehículo para aplicaciones sucesivas. La disposición general básica se ve en las figuras 17 a 19, que muestra su tipología más tradicional, por simplicidad.

El aire comprimido se almacena en un depósito principal de la locomotora o vehículo de frenado principal, se mantiene a una presión de 700 kN/m^2 por medio de un compresor por regulación automática, y es admitido en la tubería del tren a través de una válvula de control de tres posiciones, que permite mantener una presión de operación nominal de unos 500 kN/m^2 con el tren en marcha. El freno se aplica al descargar la presión en la tubería del tren hacia la atmósfera a través de la válvula de control. En cada vehículo frenado se almacena el aire en un depósito auxiliar, que es alimentado por la tubería del tren a través de una válvula de distribución, que, por otro lado, sirve para conectar el depósito al cilindro de operación del freno al reducirse la presión en la tubería del tren. De este modo, una caída de presión de la tubería del tren produce la aplicación del freno en cada vehículo, mientras que un incremento en la presión libera la zapata de la rueda de modo que una única tubería del tren sirve como suministrador de aire comprimido a los depósitos auxiliares de todos los vagones del tren y como un sistema de señal para la operación de frenado.

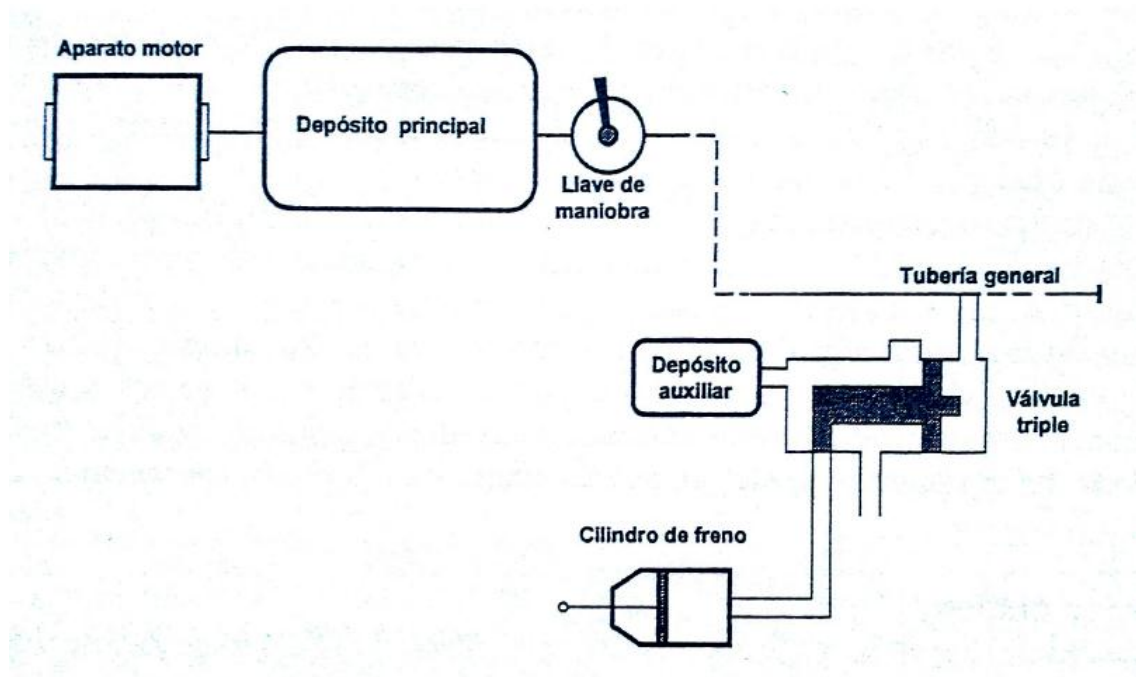


Figura 18. Esquema de un sistema de freno de aire comprimido. Mantenimiento de presión.

CONCEPTOS PRELIMINARES

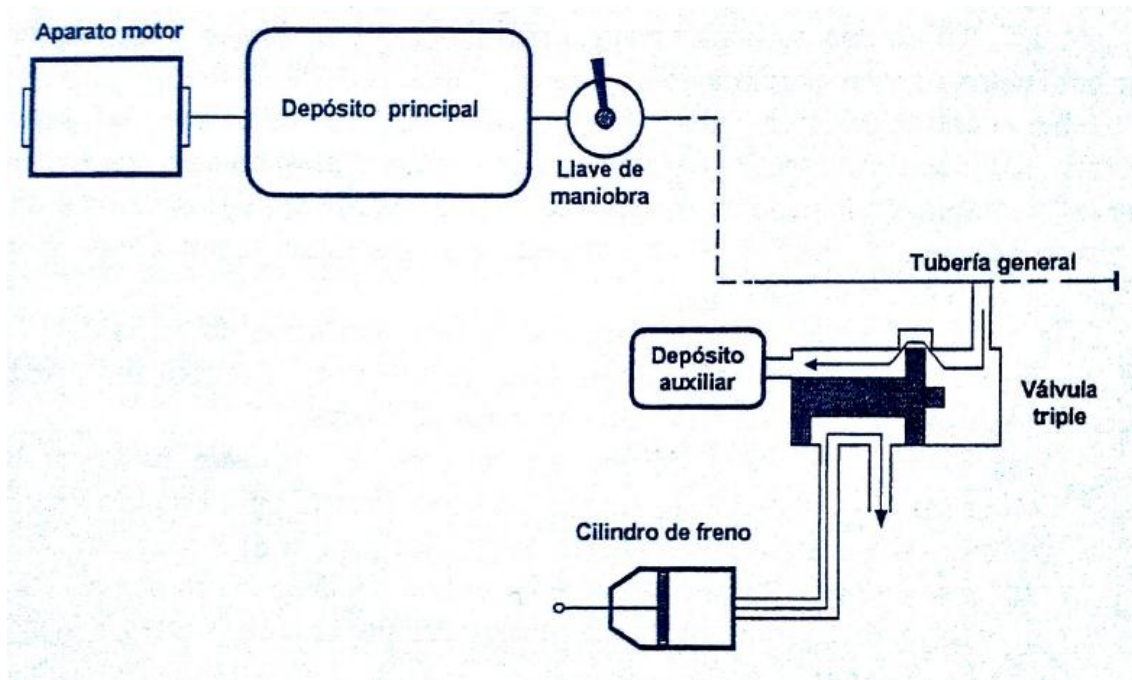


Figura 19. Esquema de un sistema de freno de aire comprimido. Aflojamiento.

Este sistema que se ha descrito simplemente ha sido objeto de un desarrollo considerable, con el resultado de que los modernos sistemas de frenado habitualmente son extremadamente complejos, además de haberse introducido refinamientos adicionales para mejorar la operación, sin alterar los principios generales. Como se ha visto anteriormente, con las zapatas de fundición se pueden emplear presiones mayores a velocidades superiores y, por esta razón, los trenes de alta velocidad suelen tener dos o más escalones de frenado que deben ser reducidos al decrementarse la velocidad. El uso de una única tubería de tren para recargar los depósitos auxiliares y para transmitir señales de operación tiene ventajas obvias, pero puede causar un retraso cuando se requiere una liberación. Por esta razón, muchos sistemas modernos emplean dos tuberías de tren, separando las dos funciones.

La velocidad de transmisión de una señal a lo largo del tren normalmente es de unos 200 m/s, lo cual produce un retraso en la aplicación a través de un tren largo, y por esta razón se han introducido las válvulas de distribución “de actuación rápida”. En éstas, al frenar, el aire de la tubería del tren se admite en una cubeta proporcional al tamaño del vehículo. Colocando esas válvulas a lo largo del tren, la velocidad de propagación de la señal se puede incrementar a 300 m/s.

Elementos principales del freno

Los elementos de que consta el sistema de freno sobre la locomotora son:

- Un grupo *bomba-compresor*, dotado de un regulador que corta automáticamente el funcionamiento de la bomba cuando la presión del aire comprimido en el depósito principal alcanza la máxima prevista.

CONCEPTOS PRELIMINARES

- El *depósito principal de aire comprimido*, unido por medio de una llave de cierre directamente a la *llave de maniobra*.
- La *válvula de alimentación* regulada de tal modo que mantiene automáticamente la presión necesaria en la tubería general, lo prueba con un *manómetro montado* sobre ésta.

Además existen otros elementos situados en el material remolcado como son el distribuidor, el cilindro de freno y la timonería.

El distribuidor actual, o los diseños antiguos de válvula triple (válvula ordinaria, válvula de acción rápida o válvula Lu-R), es el elemento principal de los equipos de freno de tubería de freno automático, que se instala en la mayor parte de los vehículos ferroviarios. Este aparato realiza la función de controlar el freno de cada vehículo, frenando o aflojando en función de lo solicitado por el maquinista mediante variaciones de la presión del aire comprimido existente en la TFA (tubería de freno automático), de forma que partiendo de la presión de 5 kg/cm^2 , valor nominal correspondiente a la situación del tren en marcha o en condiciones de iniciarla (afloje total), cualquier disminución de presión producirá una aplicación proporcional a esta disminución. Así mismo, cualquier posterior aumento de la presión en la misma TFA ocasionará el aflojamiento parcial del freno también proporcionalmente a la variación de presión registrada, hasta alcanzar nuevamente los 5 kg/cm^2 nominales, que significan el afloje total.

En consecuencia, tanto el frenado como el afloje son moderables en función de las variaciones de presión que el maquinista provoque en la TFA, que recorre todo el tren desde la locomotora.

El distribuidor es un elemento tanto de los vagones de mercancías, como de los automotores, trenes de viajeros y rápidos, así como todo tipo de locomotoras. Los distribuidores modernos permiten responder a todas las exigencias técnicas, incluso a las de un frenado continuo en función de la carga y de la velocidad. Su funcionamiento uniforme permite el empleo de un solo distribuidor para todas las medidas de cilindros de freno.

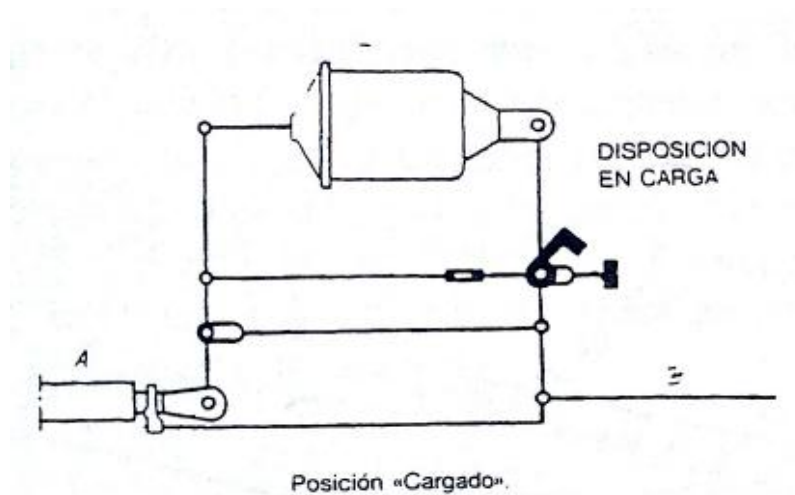


Figura 20. Diagrama de funcionamiento de caja de cambio Vacío.

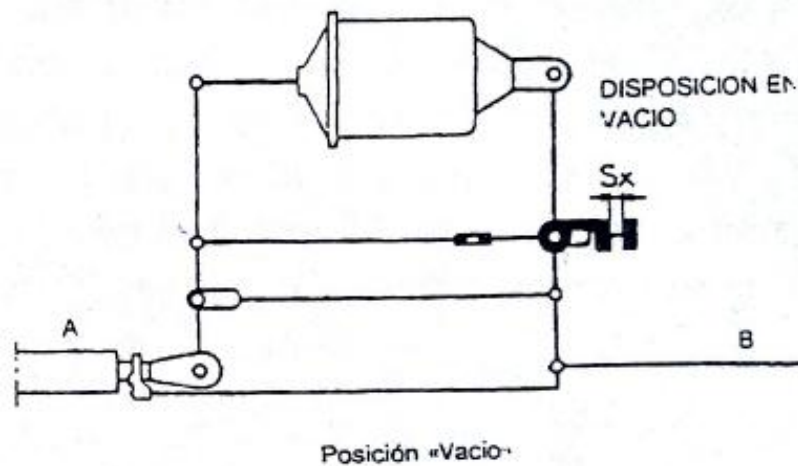


Figura 21. Diagrama de funcionamiento de caja de cambio Cargado.

La timonería consiste en un sistema de palancas y bielas que transmiten a las zapatas el esfuerzo del aparato motor y las ponen en movimiento, aplicándolas con fuerza contra las llantas. En general se compone de:

- *Balancín central.* Es el elemento principal de la timonería, ya que genéricamente puede decirse que selecciona la multiplicación de timonería correcta y aplica al freno el esfuerzo necesario en función del modo vacío o cargado del vagón.
- *Regulador para el ajuste automático de holgura zapata-rueda.*
- *Caja de cambio Vacío-Cargado.* El esfuerzo de aplicación de las zapatas contra las ruedas depende de la multiplicación de la timonería. La caja Vacío-Cargado permite modificar esta multiplicación y por consiguiente variar la fuerza de frenado.
- *Sistema mercancías-viajeros.* Este sistema se utiliza cuando se incorpora uno o varios vagones de mercancías a un convoy de viajeros.
- *Sistema conectado-aislado.* Este sistema se utiliza cuando algún vagón da problemas de frenado, para aislarlo y poder continuar el viaje.
- *Bielas de accionamiento, soportes, etc.* [1-4]

2.3.2.5 Frenado Electroneumático.

Con conjuntos de automotores o vehículos similares en los que el equipamiento eléctrico se instala a lo largo del tren, sería lógico que el sistema de frenado se aplicara eléctricamente, pero el problema del almacenamiento de energía es complejo y no es fácil de disponer para una aplicación concreta en el caso de fallo. Un sistema de aire comprimido proporciona de un modo más conveniente estas características, de modo que en estos vehículos apenas se utilizan sistemas de vacío a causa de la falta de espacio. Por otra parte, se ha visto que, mientras que la tubería del tren proporcionan una acción de

CONCEPTOS PRELIMINARES

emergencia fiable ante el fallo del sistema, la transmisión de la señal a lo largo de un tren de gran longitud puede estar acompañada de un retraso importante, y un sistema de control eléctrico proporciona ventajas obvias siempre que se puedan efectuar conexiones eléctricas a lo largo del tren. Así en un sistema de frenado electroneumático, la acción de un sistema de frenado por aire convencional se acelera y se mejora introduciendo válvulas controladas electromagnéticamente desde la posición de conducción. Todas las ventajas de estos dispositivos sólo se pueden obtener en conjunción con un sistema de frenado de dos tuberías, por lo que esta disposición es la generalmente adoptada.

Desde el punto de vista de la seguridad es esencial que en esta combinación la acción eléctrica sólo sea suplementaria a la acción normal del freno, de modo que en caso de fallo eléctrico funcione normalmente.

Una disposición básica típica para un sistema de freno electroneumático se muestra en la Figura 22 y el cableado correspondiente en la Figura 23.

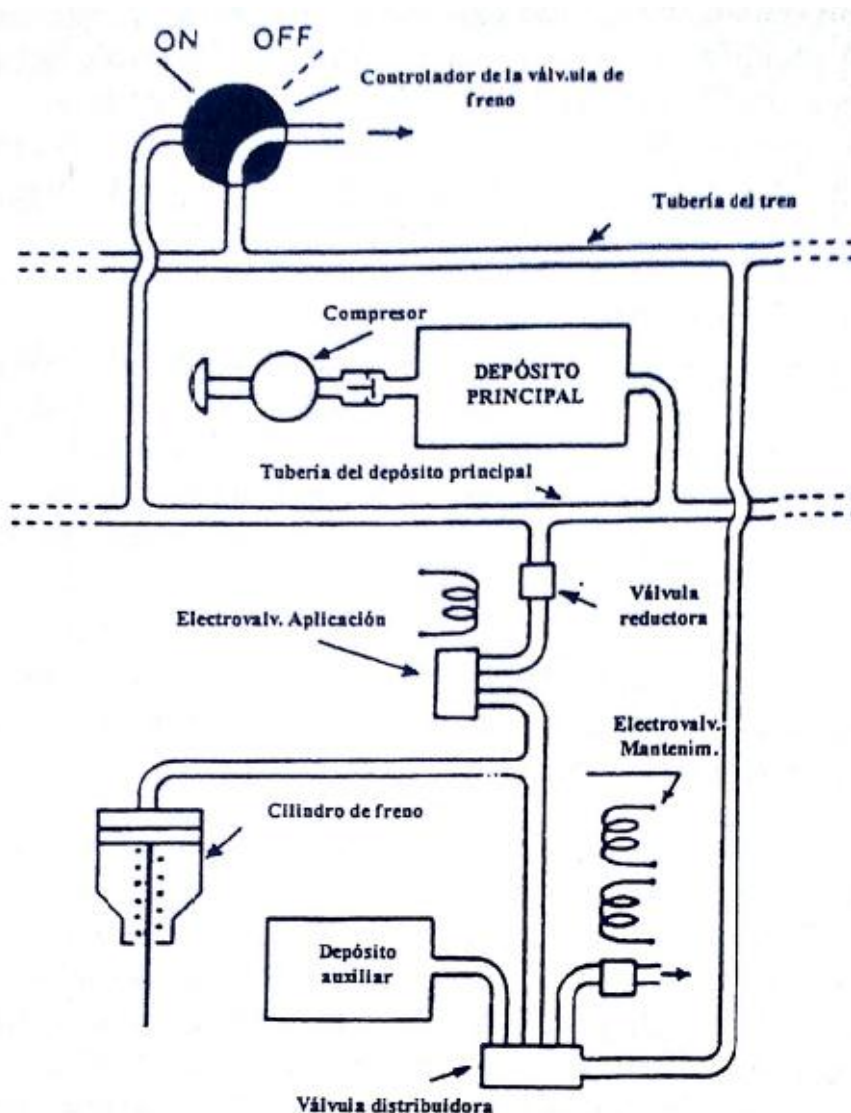


Figura 22. Diagrama básico de la instalación de un sistema de freno electroneumático.

CONCEPTOS PRELIMINARES

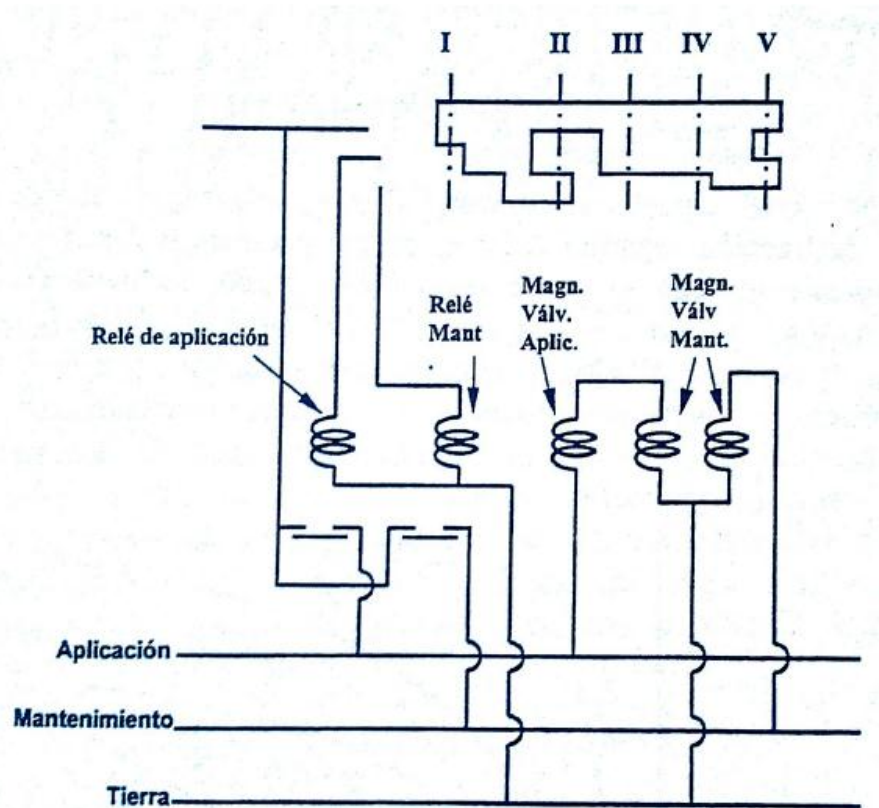


Figura 23. Circuito eléctrico representativo de un sistema de freno electroneumático.

Estas disposiciones se reconocen fácilmente por un sistema de frenado normal de dos tuberías con un depósito principal en cada vehículo conectados por una tubería al depósito principal. Además de los componentes normales, la aplicación de la válvula magnética permite al aire fluir directamente desde el depósito principal a través de una válvula reductora hasta el cilindro de freno, proporcionando una aplicación más rápida. También existe una válvula de retención adosada a la salida de la válvula de distribución de modo que se recarga el depósito auxiliar mientras está accionado el freno. Además, la válvula de freno del conductor se mantiene en reposo automáticamente durante el servicio electroneumático. Es decir, la admisión se regula de modo que la presión en el cilindro de frenado sea proporcional al desplazamiento de la manilla de control del conductor. Esta fórmula de frenado por aire es la más precias que se ha desarrollado, siendo su acción casi instantánea y simultánea en todos los vehículos. Siempre está dispuesta para operar en las primeras posiciones de la manilla de freno del conductor, de modo que, en caso de fallo la acción normal automática, se pueda obtener empujando la manilla hacia una posición extrema.

Se pueden introducir refinamientos a este sistema para mejorar sus características. Se ha visto previamente que la fricción de una rueda deslizando en el carril es menor que la adhesión que se puede obtener cuando la rueda gira, de modo que el grado de frenado se reduce a un nivel tal que no pueda aparecer el fenómeno del bloqueo. Un nivel más alto de frenado es permisible con el uso de un regulador de protección de deslizamiento de rueda como el que se muestra en la Figura 24, que reduce la fuerza de frenado aplicada a

CONCEPTOS PRELIMINARES

un par de ruedas inmediatamente después de que se detectara en el eje una deceleración aguda.

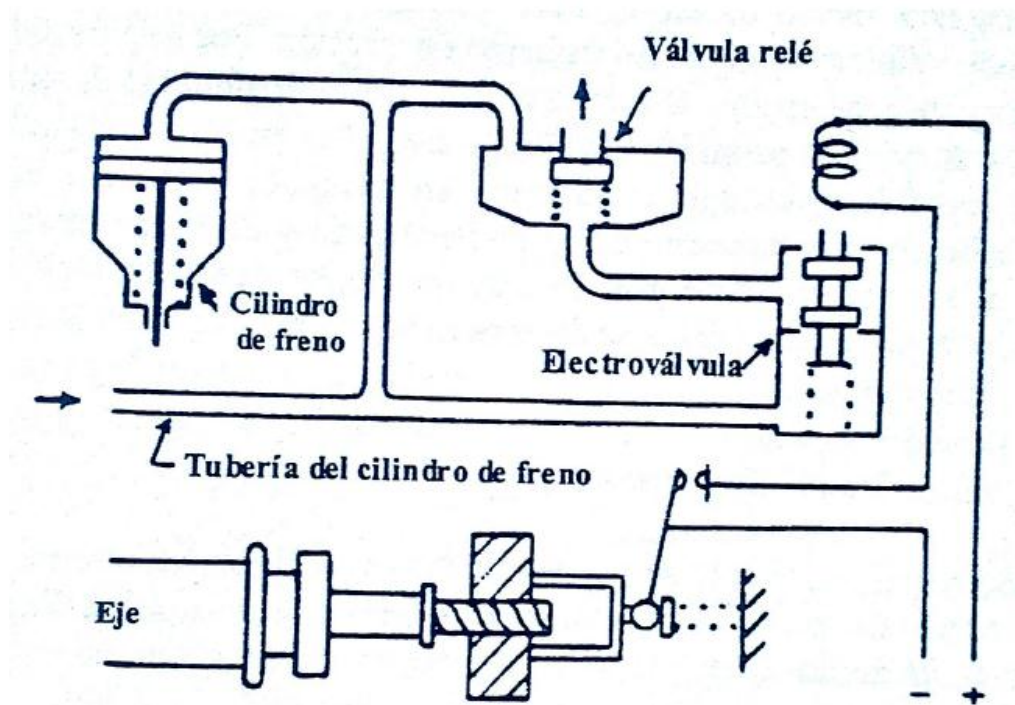


Figura 24. Disposición básica de un regulador antipatinaje.

El freno ideal debería aplicar también las zapatas con una fuerza tal que produjera un esfuerzo de retardo constante en las ruedas frenadas y, también se ha visto que con zapatas de fundición esto implica fuerzas mayores en las velocidades más altas que en las bajas. Como consecuencia, otra característica que se ha descubierto como una ventaja en trenes de alta velocidad es el frenado multiescalonado en el cual durante el curso de una maniobra de frenado, se pueden aplicar varios escalones de frenado, introduciéndose por medio de relés y contactos sensibles a la velocidad. En los modernos sistemas electroneumáticos el equipamiento se activa a lo largo del tren por medio de un control digital usando dos, tres cuatro hilos proporcionando de tres a quince escalones de frenado, o por control analógico, que puede ser continuo, utilizando corriente, tensión o amplitud de pulso para indicar el índice deseado de frenado. El frenado electroneumático también se puede adaptar para utilizar con otras formas de frenado.

Mientras que el freno de fricción ha alcanzado un nivel alto de desarrollo y se ha mostrado particularmente fiable en emergencias, es el menos ventajoso en circunstancias en las que se requiere una gran cantidad de frenado, como por ejemplo en líneas con largos gradientes de descenso o en servicios urbanos con frecuentes paradas. En dichos casos se produciría un desgaste severo en las zapatas, necesitando renovaciones frecuentes, y desgaste anormal de las ruedas, a no ser que se proporcione un sistema de protección, apareciendo la posibilidad de que las ruedas lleguen al bloqueo y se produzcan planillos en ellas. Durante el descenso de largos gradientes, también existe el peligro de que se reduzca el efecto de frenado al elevarse la temperatura de las zapatas, lo

CONCEPTOS PRELIMINARES

cual puede producir dificultades si hay que hacer una parada de emergencia cerca del inicio de una bajada. [1]

2.3.2.6 Frenado Eléctrico.

Cuando se necesita mucha capacidad de frenado se presentan ventajas empleando el freno dinámico eléctrico, en el cual los motores se utilizan como generadores produciendo valores negativos del esfuerzo de tracción. Por este método el desgaste de las ruedas y zapatas se reduce ampliamente, no hay posibilidad de que se produzca el bloqueo, y se pueden permitir velocidades más altas en las bajadas al tenerse zapatas frías y disponibles para aplicación plena en cualquier momento. El freno eléctrico siempre debe de estar dispuesto como suplementario y no como alternativo al freno de fricción, al ser menos fiable y en la mayoría de los casos su acción desaparecerá a velocidades bajas. Normalmente se distinguen dos formas de frenado eléctrico:

- *Frenado reostático*, en el cual la energía producida se disipa en resistencias.
- *Frenado regenerativo*, en el cual la energía se devuelve a la red para ser utilizada en cualquier otro sitio.

El frenado regenerativo sólo se puede utilizar en locomotoras eléctricas o automotores impulsados por sistemas de contacto o por baterías, mientras que el frenado reostático se puede emplear en cualquier forma de locomotora o de automotor que tenga motores eléctricos de tracción.

El frenado reostático de las locomotoras con motores de continua es simple, fácilmente controlable, independiente, y fiable. Si se desconecta un motor serie de continua cuando funciona a velocidad v y se vuelve a conectar con sus conexiones de campo cambiadas, a través de una resistencia variable R , como se muestra en la Figura 25, siempre que el valor de R no sea demasiado grande, funcionará como un generador forzando una corriente I a través de la armadura en dirección contraria, absorbiendo la resistencia la potencia resultante.

CONCEPTOS PRELIMINARES

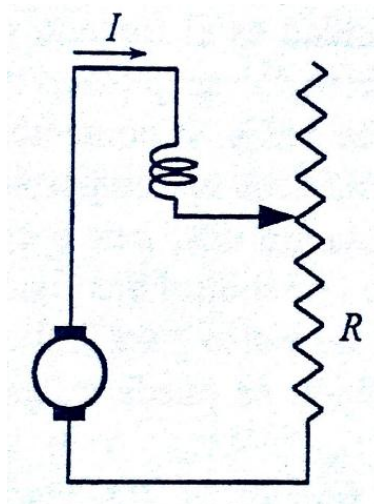


Figura 25. Utilización de un motor de corriente continua para un frenado reostático.

La corriente I y la función magnética F cambiarán ambas de sentido, pero el campo $F(I)$ no cambiará de dirección. Como antes:

$$E = K_1 \cdot v \cdot F(I) \quad T = K_2 \cdot I \cdot F(I) \text{ (negativo)}$$

De modo que T ahora representa un esfuerzo de frenado en las ruedas motrices. Además, si se denota por r la resistencia interna del motor eléctrico, se puede aproximar (siendo I negativa):

$$V = E + I_r$$

Y en la resistencia de carga:

$$V = -I \cdot R$$

De modo que:

$$K_1 \cdot v \cdot F(I) = -(R + r) \cdot I$$

A partir de la cual se puede determinar I . Se concluye que el valor de la corriente I y del esfuerzo de tracción negativo T dependen del valor de la resistencia R , de modo que, ajustando este reóstato se puede regular el frenado. La ecuación anterior se puede representar gráficamente como se muestra en la Figura 26, donde la tensión y corriente a cualquier velocidad v y valor de resistencia R se indican por la intersección entre las características de tensión apropiadas y la tensión en la resistencia $I(R+r)$.

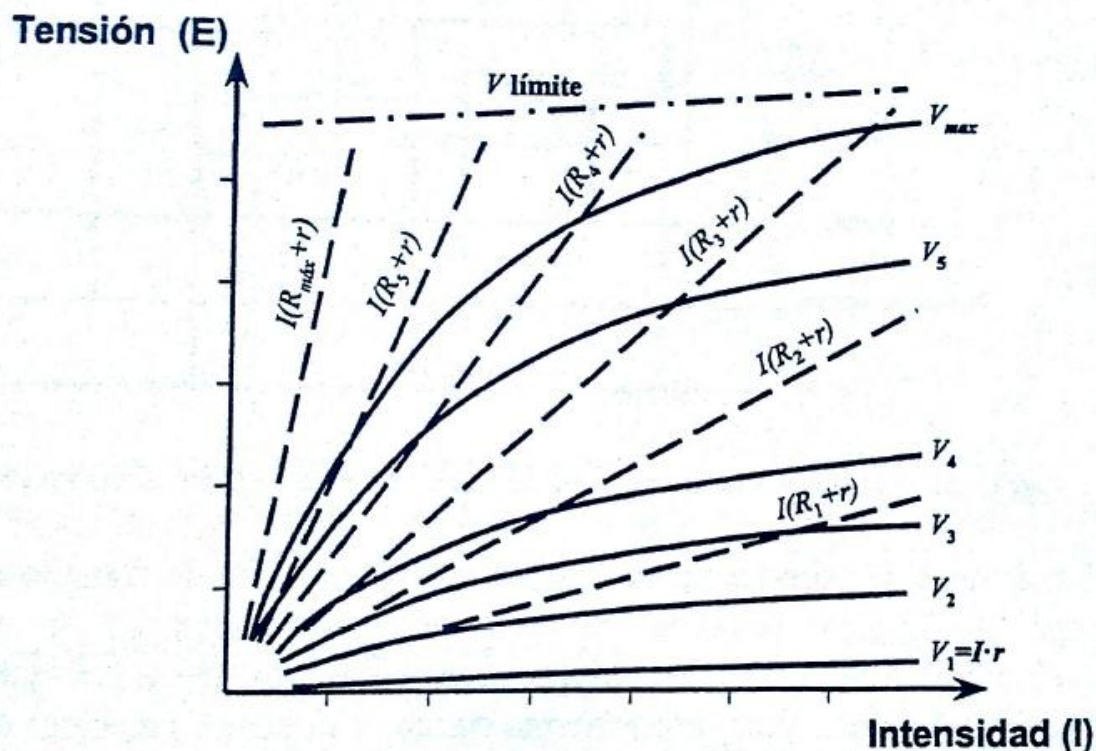


Figura 26. Curvas representativas de un motor de corriente continua en frenado reostático.

En el uso, la resistencia variable será introducida en su valor máximo $R_{m\acute{a}x}$, y se reducirá gradualmente como se ve en la Figura 25. La máquina no funcionará como un generador hasta que no se alcance un valor crítico de resistencia más allá del cual cualquier ajuste de resistencia servirá para regular el frenado. La relación entre el esfuerzo de frenado y la velocidad para valores particulares de la resistencia de carga R se muestran en la Figura 27 donde se ve que, ajustando la resistencia, se puede conseguir cualquier comportamiento de frenado deseado.

El frenado obtenible está limitado por la corriente del motor, el límite de conmutación y el límite de tensión, siendo normalmente el 50% sobre el valor habitualmente especificado al funcionar el motor independientemente.

CONCEPTOS PRELIMINARES

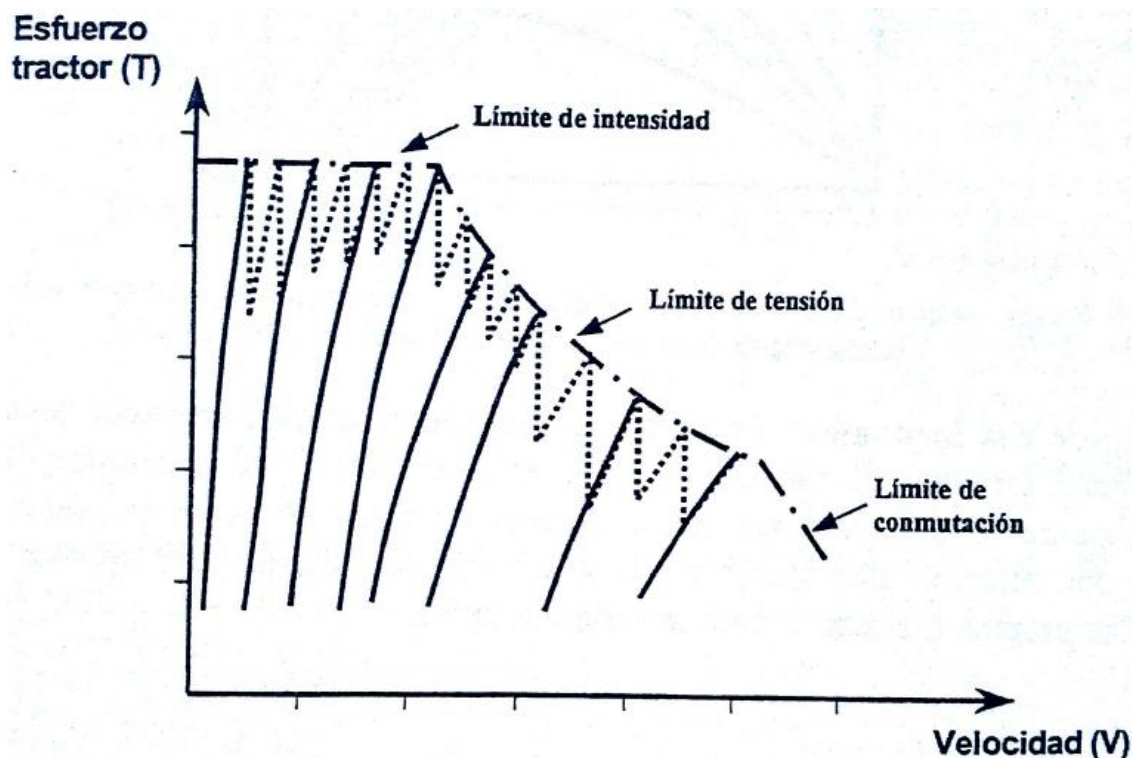


Figura 27. Características de frenado de un motor en serie de corriente continua en frenado reostático.

Estas disposiciones que emplean un reóstato se han usado satisfactoriamente, pero es evidente que la totalidad de la resistencia no se puede utilizar a lo largo de un proceso de frenado porque se tienen que disipar grandes cantidades de energía. Existe un sistema mejor en el que se puede utilizar la totalidad de la resistencia. En este caso se debe hacer un ajuste al campo que implica la provisión de una excitación independiente controlable, como se ve en la Figura 28.

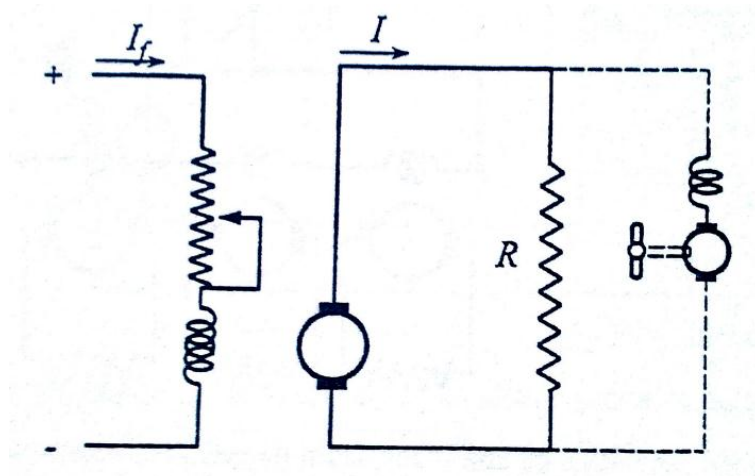


Figura 28. Uso de un motor de corriente continua con excitación independiente y resistencia fija en frenado reostático.

Para una corriente de excitación I_f se tiene que:

$$E = K_1 \cdot v \cdot F(I_f) \quad (\text{positivo}) \quad T = K_2 \cdot I \cdot F(I_f) \quad (\text{negativo})$$

CONCEPTOS PRELIMINARES

Y siendo I negativa:

$$V = E + I_r = -I \cdot R$$

Donde R es ahora constante. De aquí se llega a:

$$E = -I \cdot (R + r) = K_1 \cdot v \cdot F(I_f)$$

$$I = -\frac{K_1 \cdot v}{R + r} \cdot F(I_f)$$

$$T = -\frac{K_3}{R + r} \cdot [F(I_f)]^2 \cdot v$$

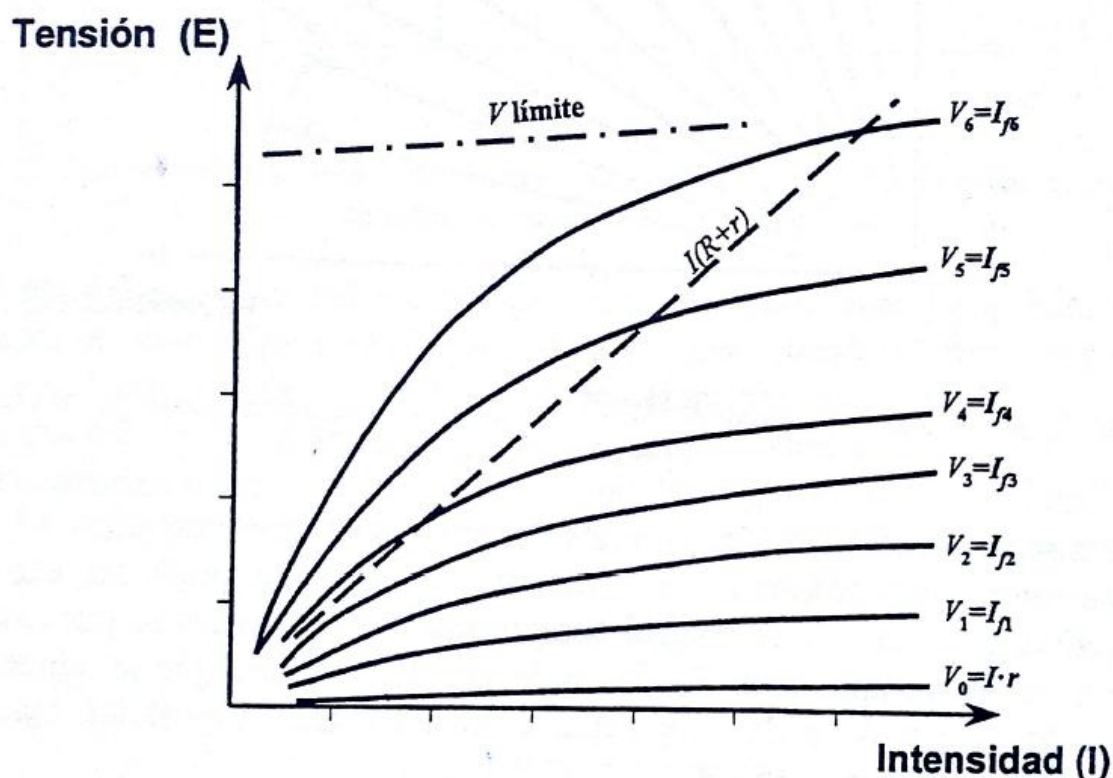


Figura 29. Curvas representativas de un motor de corriente continua con excitación independiente y resistencia fija en frenado reostático.

El esfuerzo de frenado T es proporcional a la velocidad y al cuadrado de $F(I_f)$. la corriente I se puede determinar con un diagrama como el de la Figura 29 que corresponde a la Figura 27, y las características de frenado obtenibles con diferentes valores de la excitación se muestran en la Figura 30.

Las series de devanados de campo del motor se pueden utilizar para excitaciones independientes, desconectando normalmente los devanados de un número de motores, reconectando en serie con otro y alimentado desde una fuente de baja tensión separada, que en el caso de una locomotora eléctrica de continua puede ser proporcionada por un conjunto motor-generador. Esta disposición con excitación independiente es la que se prefiere en la actualidad y hace un mejor uso de las resistencias. Donde existen resistencias de arranque disponibles, como en muchas locomotoras de continua, éstas se

CONCEPTOS PRELIMINARES

pueden emplear para frenado, pero en todas las demás locomotoras se debe instalar un banco de resistencias. Normalmente estas son de láminas metálicas ventiladas, de modo que se puede mantener un extenso período de frenado. Los motores de estos ventiladores pueden ser alimentados convenientemente a partir de la energía suministrada por las resistencias como se indica en la Figura 28.

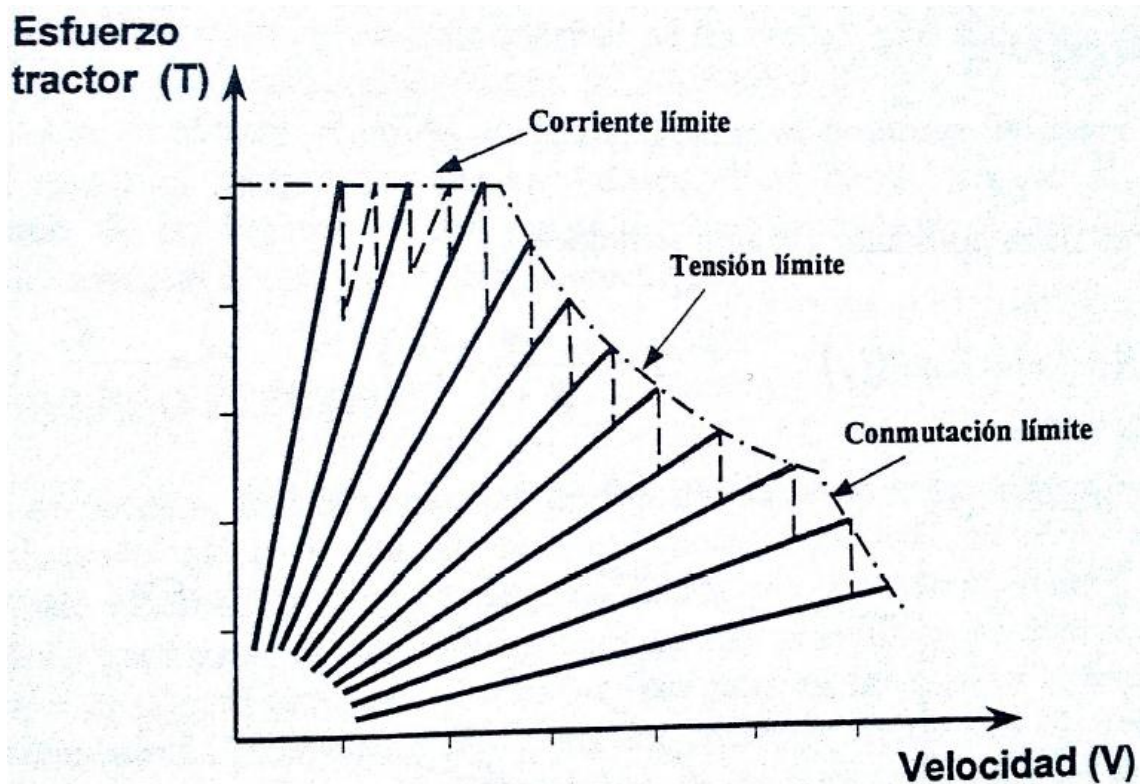


Figura 30. Características de un motor de corriente continua con excitación independiente y resistencia fija para frenado reostático.

Con automotores eléctricos o vehículos eléctricos más pequeños, el número de etapas de control para producir una característica aceptable puede ser una desventaja, porque requiere un equipo de control complicado. En esos casos se puede insertar una resistencia de descomposición R_d (en serie con los campos que se alimentan de un generador de excitación o de un generador auxiliar). Una disposición típica para dos motores se muestra en la Figura 31.

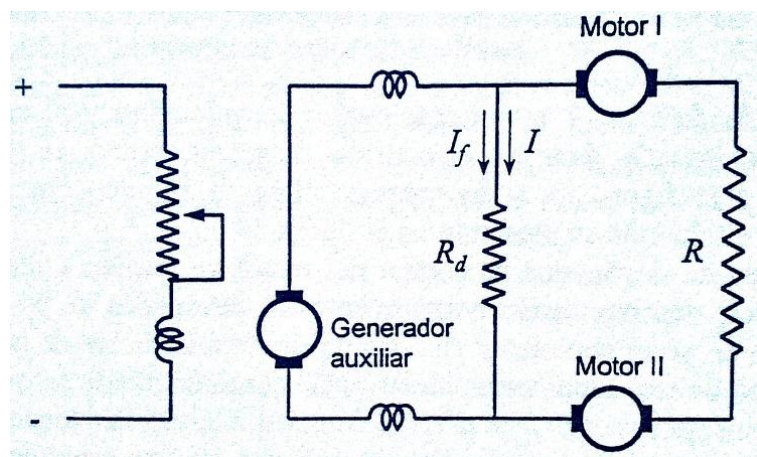


Figura 31. Uso de dos motores de corriente continua con excitación independiente y resistencia de descomposición para frenado reostático.

CONCEPTOS PRELIMINARES

Con esta disposición se ve que la excitación se reduce automáticamente con una corriente de frenado grande, obteniéndose características más horizontales como se muestra en la Figura 32.

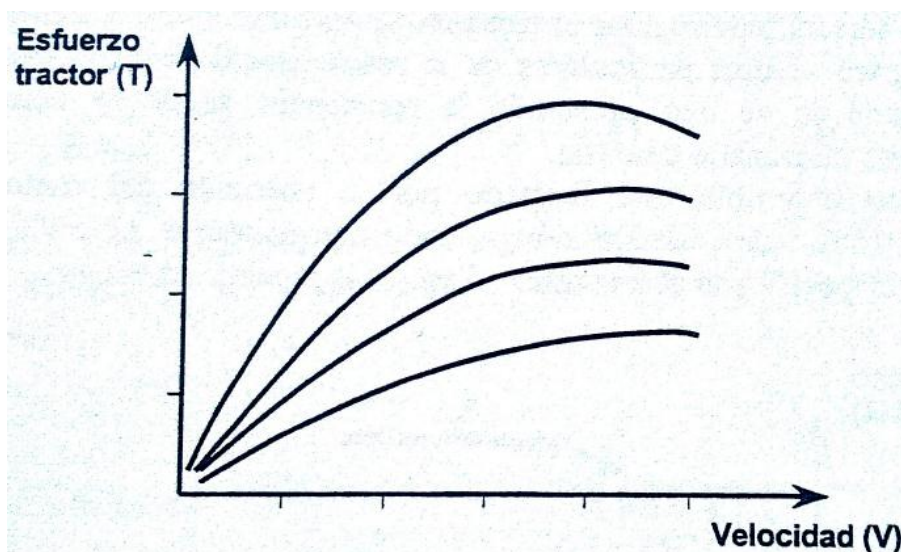


Figura 32. Características de frenado de dos motores de corriente continua con excitación independiente y resistencia de descomposición para frenado reostático.

En caso de una locomotora de alterna, el frenado reostático se puede obtener de dos modos. Primeramente el motor se puede utilizar como un generador de continua exactamente como se ha descrito antes. Alternativamente se puede proveer motores de continua con excitaciones independientes a partir de una disposición transformador-rectificador proporcionando la baja tensión necesaria.

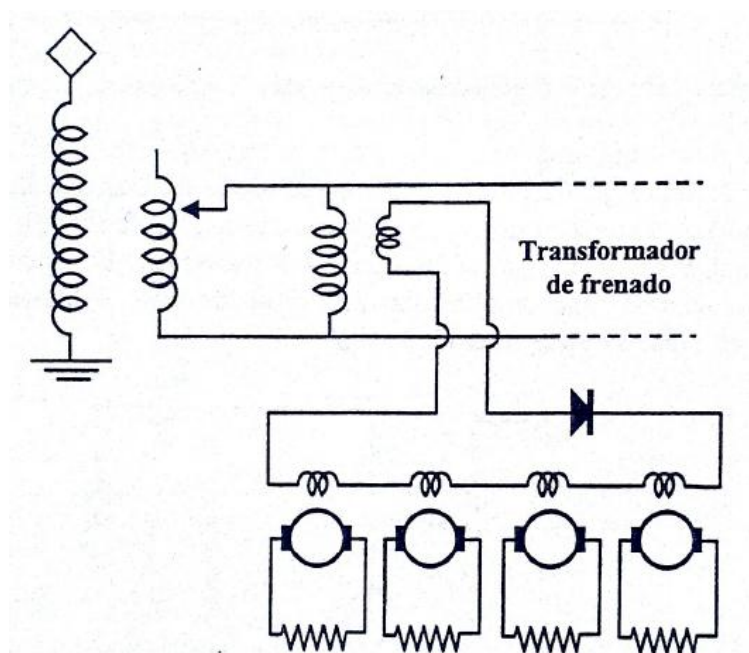


Figura 33. Frenado reostático en una locomotora de corriente alterna con motores de continua.

CONCEPTOS PRELIMINARES

Alimentando el primario de este transformador desde el secundario del transformador principal, es posible emplear los mismos contactores para la tracción y el frenado, mostrándose en la Figura 34 las características resultantes.

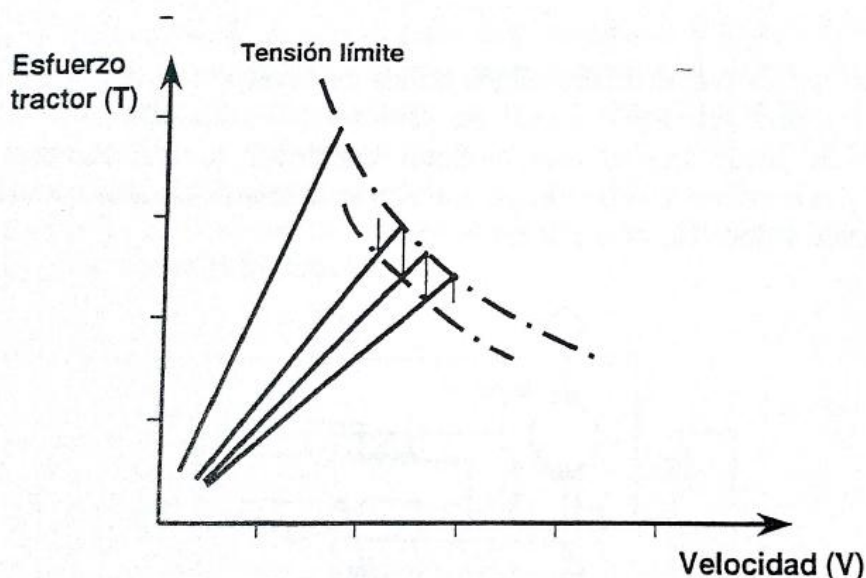


Figura 34. Características de frenado reostático en una locomotora de corriente alterna con motores de continua.

En una disposición posterior, usada en la locomotoras CLASE 87 de los ferrocarriles británicos, los motores tienen secundarios de transformador y rectificadores independientes, como se muestra en la Figura 35, empleándose uno de estos dos grupos para proporcionar la excitación de los motores durante el frenado.

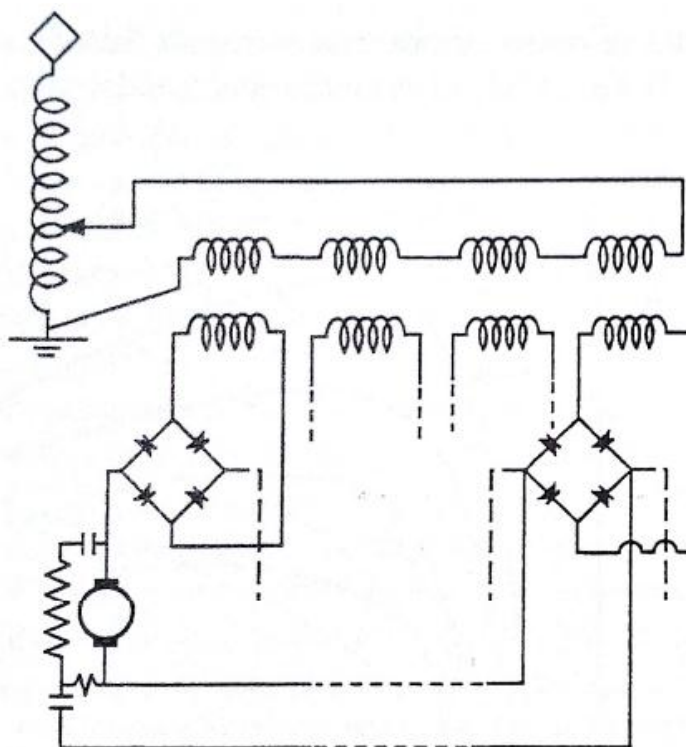


Figura 35. Esquema evolucionado del frenado reostático en una locomotora de corriente alterna con motores de continua.

CONCEPTOS PRELIMINARES

Por este propósito los campos de los cuatro motores se conectan en serie y se incluye una resistencia de descomposición en serie con cada uno de los campos, de modo que se hace más horizontal la característica de frenado, Figura 36, y se necesitan menos contactores.

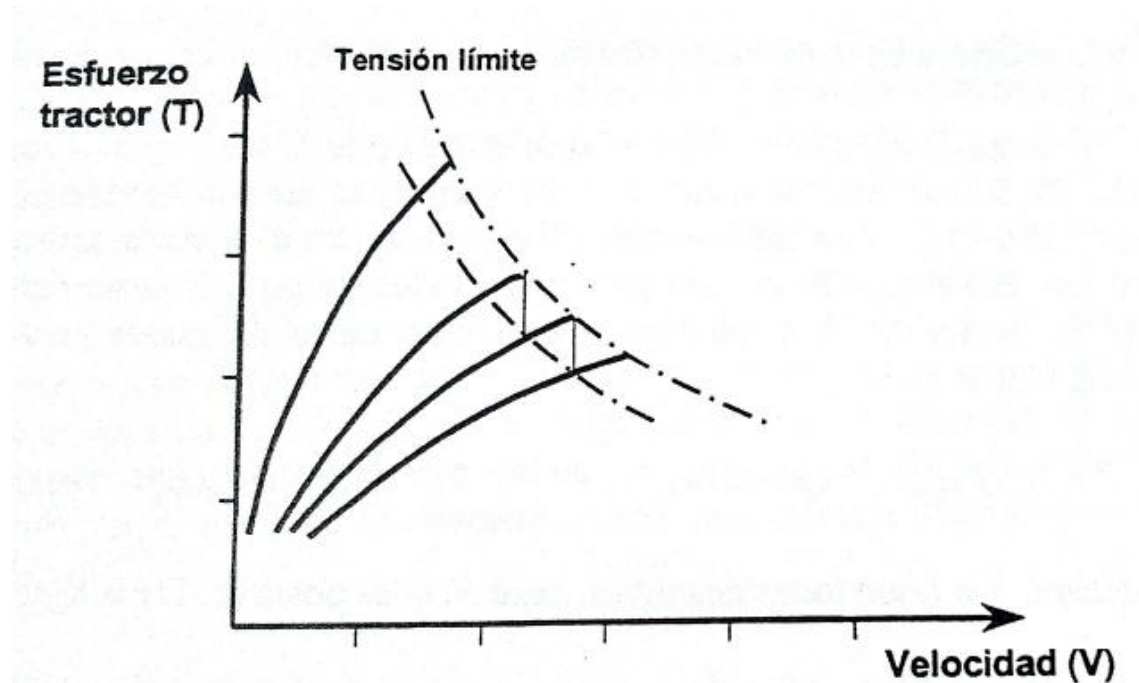


Figura 36. Características de frenado del sistema evolucionado del frenado reostático en una locomotora de corriente alterna con motores de continua.

Donde se utiliza el control electrónico completo solamente hace falta conectar una resistencia de valor fijo a través de cada armadura, siendo el frenado controlado por regulación electrónica de corriente de campo del mismo modo que la tracción.

En tracción con continua se emplean generalmente motores serie. Este tipo de máquinas tienen a ser inestables como generadores por lo que es esencial proporcionar excitación independiente. Al generador se le obliga a producir una tensión ligeramente mayor que la tensión de la línea, y se realimenta corriente a la alimentación según la expresión:

$$I = -\left(\frac{E - V}{r}\right)$$

CONCEPTOS PRELIMINARES

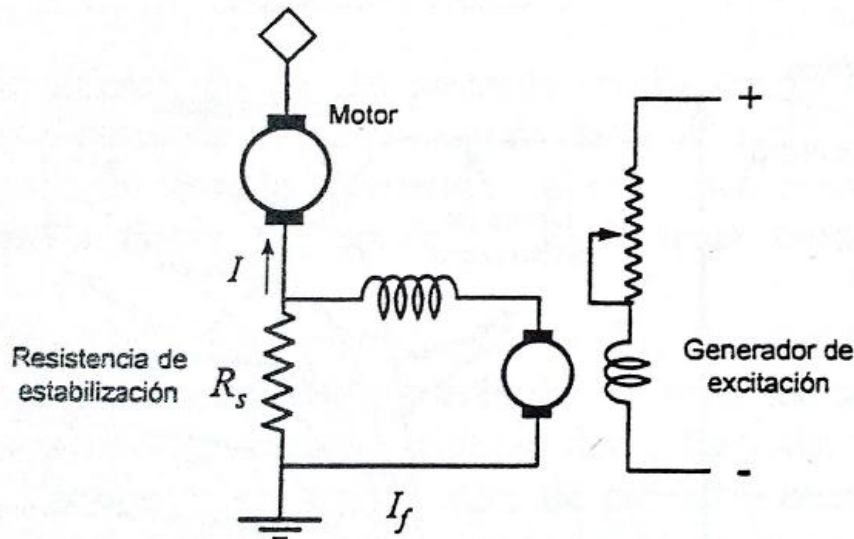


Figura 37. Circuito básico para un frenado regenerativo con motor de continua y resistencia de estabilización.

Si se analiza esta expresión se observa que el frenado tiende a ser inestable porque la corriente I es particularmente susceptible a cambios den la tensión de la línea V , estando la diferencia $E - V$ dividida por una pequeña cantidad r . Se ha sugerido varios medios de estabilización, aunque el más popular es el uso de una resistencia de desestabilización R_s con un valor de resistencia de 30 al 100% de la resistencia del devanado de campo del motor, insertada en el circuito principal y en el circuito de excitación como se ve en la Figura 37.

La corriente de excitación I_f debe pasar a través de la resistencia R_s en la dirección mostrada. Para mantener la dirección del campo, se deben invertir sus conexiones normales. Entonces, como las corrientes I e I_f pasan a través de la resistencia R_s en la misma dirección, cualquier incremento en la corriente I producirá un decremento en la corriente de excitación I_f reduciéndose el campo en lo necesario para estabilizar la generación. Como antes:

$$E = K_1 \cdot v \cdot F(I_f) \quad (\text{positivo}) \quad T = K_2 \cdot I \cdot F(I_f) \quad (\text{negativo})$$

En las cuales I , F e I_f son todas negativas, pero $F(I_f)$ es positiva. De la figura:

$$I_r + (I + I_f) \cdot R_s = -(E - V) \quad I \cdot (r + R_s) = -(E + I_f \cdot R_s - V)$$

$$I = -\frac{K_1}{r + R_s} \cdot v \cdot F(I_f) - \frac{R_s}{r + R_s} \cdot I_f + \frac{V}{r + R_s}$$

$$T = -\frac{K_3}{r + R_s} \cdot v \cdot [F(I_f)]^2 - \frac{k_2 \cdot R_s}{r + R_s} \cdot I_f \cdot F(I_f) + \frac{K_2 \cdot v}{r + R_s} \cdot F(I_f)$$

Para cualquier franja de control principal y su correspondiente corriente de excitación I_f , (se toma como negativa), el esfuerzo de frenado comienza en cero a una velocidad:

CONCEPTOS PRELIMINARES

$$v = -\frac{R_s \cdot I_f}{K_1 \cdot F(I_f)} + \frac{V}{K_1 \cdot F(I_f)}$$

Y a continuación se incrementa con velocidad creciente, rápido al principio, pero después más despacio, como se muestra en la Figura 38.

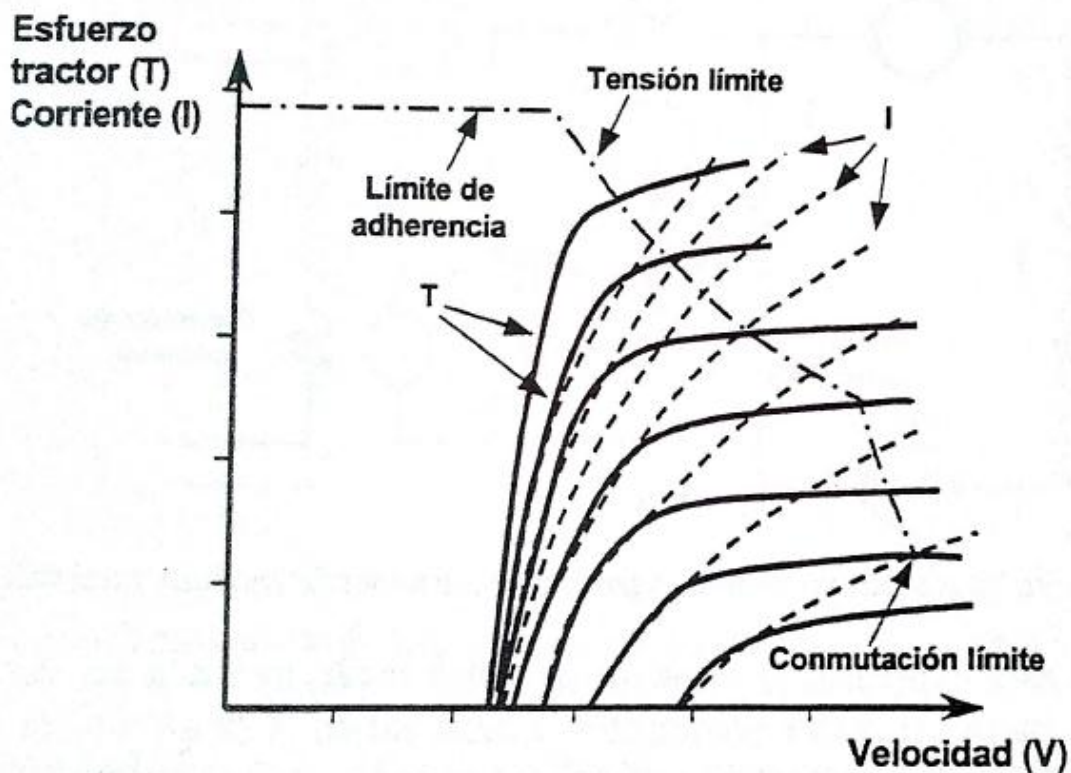


Figura 38. Características de esfuerzo tractor y corriente para el frenado regenerativo con motor de continua y resistencia de estabilización.

Un método alternativo de estabilización utiliza un devanado de descomposición en serie con el motor, pero aplicado al campo del generador de excitación como se muestra en la Figura 39, de modo que el campo del motor disminuye al incrementarse la corriente generada, y la corriente en este campo también es disminuida por la corriente generador, contribuyendo ambos factores a la estabilidad.

CONCEPTOS PRELIMINARES

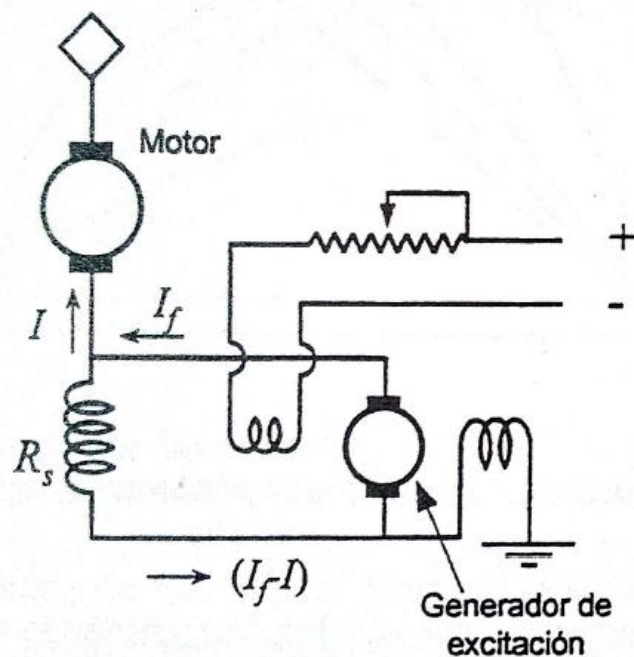


Figura 39. Circuito básico para el frenado regenerativo con motor de corriente continua y devanado de descomposición en serie con el motor.

Las características que se obtienen con esta forma de frenado son similares excepto que, como se muestra en la Figura 40, el esfuerzo de frenado tiende a caer a las velocidades más altas.

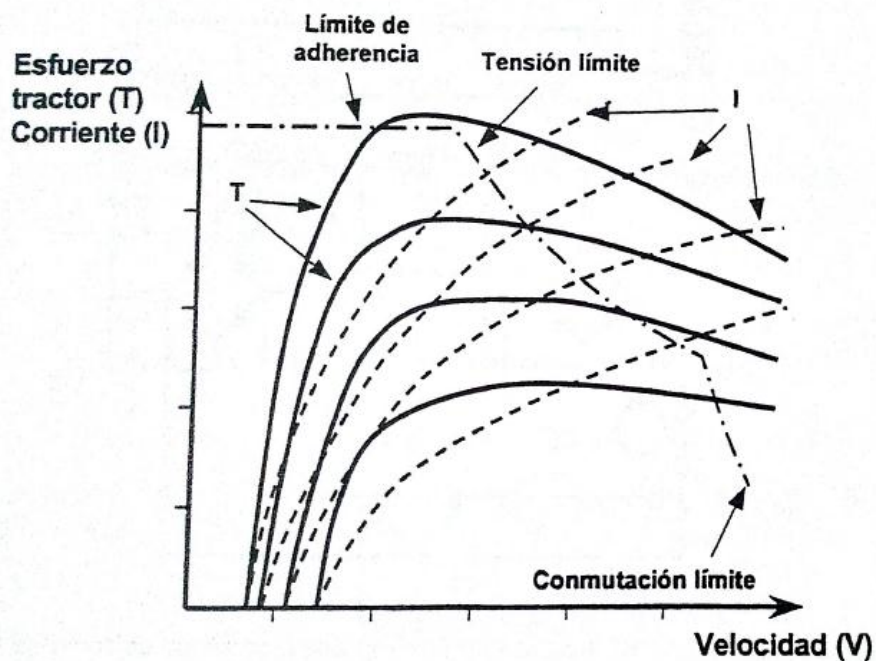


Figura 40. Características de esfuerzo tractor y corriente para el frenado regenerativo con motor de corriente continua y devanado de descomposición en serie con el motor.

El frenado regenerativo de continua se utiliza generalmente incrementando la excitación con los motores en circuito abierto hasta que la tensión, mostrada en un voltímetro apenas separado, equilibra la tensión de línea. En ese momento el interruptor principal se puede

CONCEPTOS PRELIMINARES

cerrar de nuevo sin corriente apreciable y la excitación se incrementa. Cuando se dispone de resistencias de arranque, éstas se reintroducen a veces antes de cerrar el interruptor principal y se va quitando de forma secuencial. Como con el frenado reostático, las corrientes del rotor y estator del motor son normalmente independientes una de otra y se ha de tener cuidado, a las velocidades más altas, de asegurarse que la corriente de rotor no exceda de tres veces la del estator, ya que, de otro modo, el campo se distorsionaría y se deterioraría la conmutación. Esto representa un límite a la regeneración en las velocidades más altas.

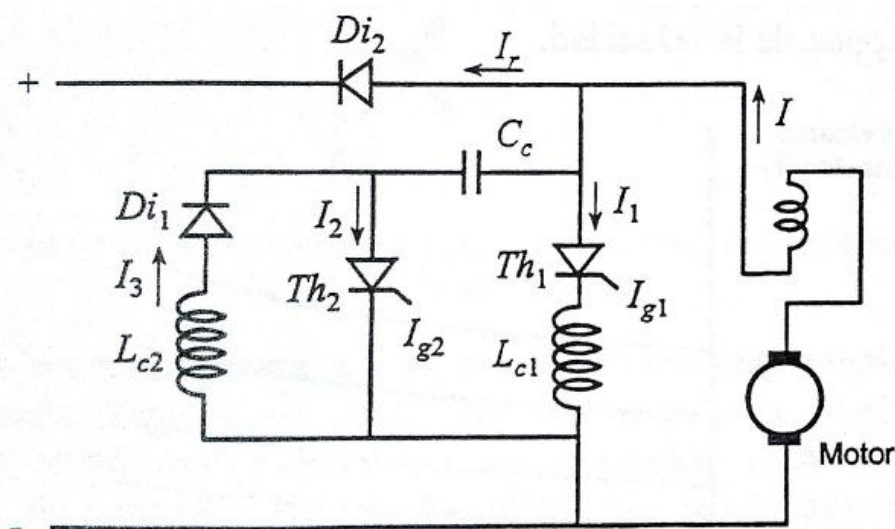


Figura 41. Reconexión del circuito básico de una forma simple de control *chopper*, proporcionando un frenado regenerativo.

Donde se emplea el control electrónico completo, la corriente de excitación se proporciona y regula independientemente, y no resulta difícil disponer el control de frenado de este modo. También se puede estabilizar la regeneración regulando la excitación de acuerdo con las señales que representan la tensión de la línea y/o la corriente generada. Donde se emplea un control por tiristores, normalmente se puede disponer el control electrónico de modo que se obtenga algún tipo de realimentación regenerativa. Por ejemplo, el circuito básico de control por tiristores se puede conectar como se muestra en la Figura 41.

En este circuito, la corriente producida por el motor funcionando como generador puede retornar a través del tiristor Th_1 , hasta que ha alcanzado un valor especificado. En ese instante el tiristor Th_1 se extingue por la conmutación con el tiristor Th_2 , interrumpiendo la corriente por el motor. El salto de tensión producido por interrumpir la corriente es suficiente para causar que un pulso de corriente pase a través del diodo Di_2 de vuelta a la alimentación. La sucesión de pulsos proporciona una alimentación inversa de corriente y un frenado del motor. Esta disposición simple se ha revelado como conveniente para vehículos eléctricos pequeños y posteriores desarrollos. Hay que reseñar, también, que la introducción de una serie de pulsos a la línea de alimentación puede producir armónicos que son nocivos para el funcionamiento del sistema y han de ser considerados en conjunto con los armónicos producidos en la marcha.

CONCEPTOS PRELIMINARES

Probablemente la dificultad más seria que aparece en la conexión con frenado regenerativo ha sido el asunto de la “receptividad”: si el sistema de alimentación es capaz de absorber la energía producida. Originalmente, cuando los sistemas de continua se alimentaban de subestaciones que empleaban convertidores rotativos, el problema apenas aparecía, porque cualquier incremento de energía producido en el sistema de continua podía ser devuelto por estas máquinas al sistema de transmisión de alterna.

Con la llegada de las subestaciones rectificadoras, se eliminó esta posibilidad, y apareció la posibilidad de que en tiempos en los que el servicio de trenes era limitado, la energía producida por un tren en el frenado no podía ser absorbida por un tren en ningún sitio, resultando un fallo aparente del freno, y de este modo se ocasionaron muchos accidentes. Por esta razón, se equiparon las subestaciones rectificadoras con bancos de parrillas de resistencias que se podían conmutar en la línea de alimentación por medios electrónicos con cualquier aumento considerable de la tensión de la línea, pero era necesario asegurarse de que en una subestación de ese tipo estuviera siempre en paralelo con cualquier sección energizada de la línea. La reducción temporal de receptividad también puede estar causada por saltos de tensión en la alimentación o por interrupciones en el sistema de contacto, como por ejemplo discontinuidades en un carril conductor.

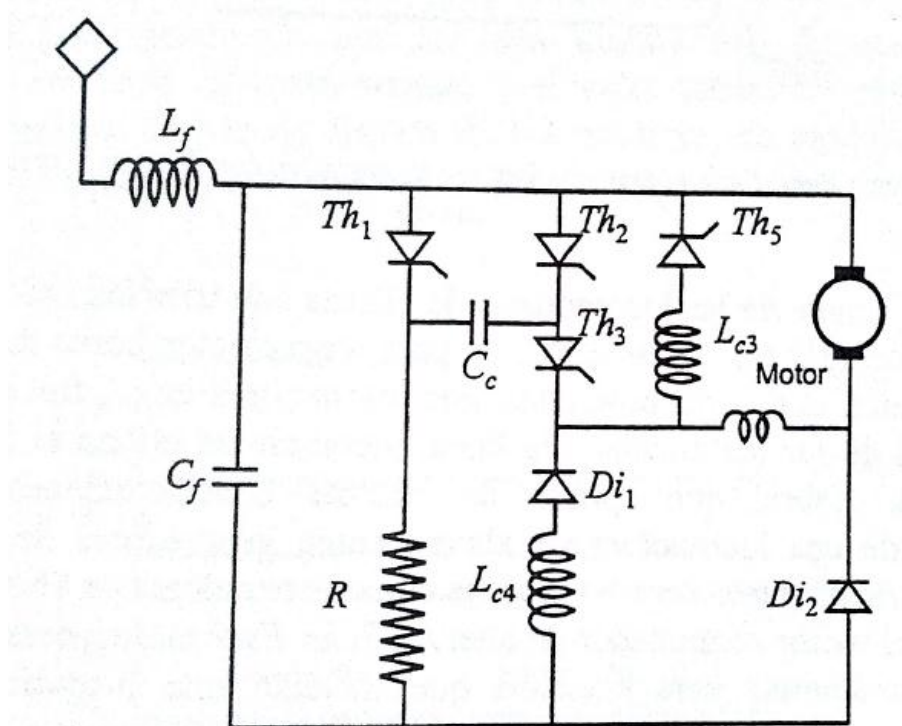


Figura 42. Reconexión del circuito básico de un control chopper en “H”, proporcionando un frenado regenerativo reostático.

Por esta razón, en los últimos años se ha prestado mucha atención a los métodos de introducción de otras formas de frenado cuando falla la regeneración. Existe una solución en la que se pasa del frenado regenerativo al reostático cuando falla el primero. Esto se ejemplifica en la Figura 42, donde se puede tener frenado regenerativo o reostático.

En este tipo de circuitos, los tiristores Th_2 y Th_3 se energizan en un primer momento, permitiendo a la corriente fluir a través del estator y del campo del motor. El condensador

CONCEPTOS PRELIMINARES

de conmutación C_c se carga también del estator del motor a través del circuito Th_2 , C_c y Di_2 . Cuando se obtiene el valor de corriente deseado, se energiza el tiristor Th_1 , desactivándose el tiristor Th_2 y entonces la corriente fluye a través del circuito Th_1 , C_c y Th_3 y el campo del motor, hasta que se carga totalmente el condensador C_c cuando el tiristor Th_3 deja de conducir. La corriente del campo entonces fluye a través del diodo Di_1 y la bobina asociada L_{c4} . El estator alimenta ahora corriente a la resistencia de frenado R a través del tiristor Th_1 . Si la línea es suficiente receptiva, el tiristor Th_2 se energiza inmediatamente de modo que la carga del condensador C_c causa que el tiristor Th_1 se apague, y la potencia se realimenta a la línea por el motor a través del diodo Di_2 , cargándose el condensador C_c en la dirección original. De este modo la energía regenerativa del motor se devuelve a la línea a no ser que la tensión de la línea sea excesiva, en cuyo caso la energía se disipa totalmente en la resistencia R y el sistema funciona con frenado reostático automáticamente.

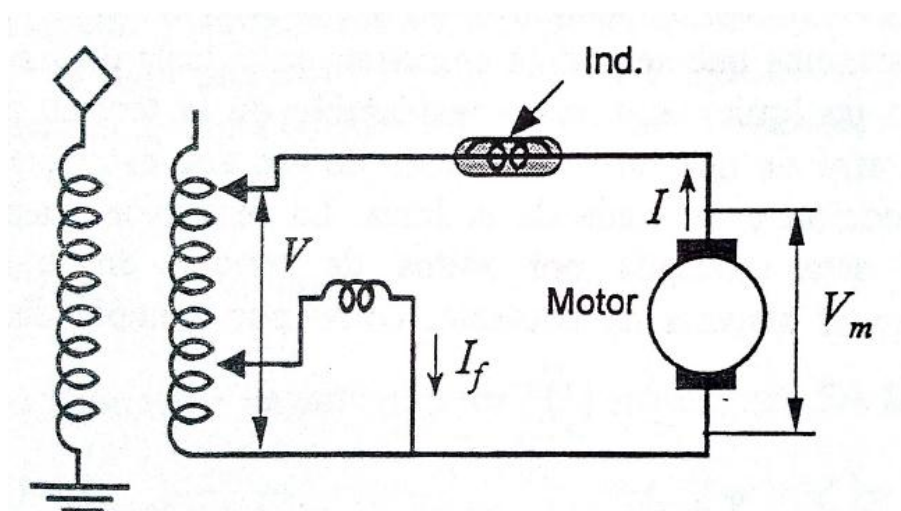


Figura 43. Sistema *Behn-Eschenburg* para frenado regenerativo con un motor conmutador de corriente alterna.

La disposición simple de las locomotoras de alterna con transformadores, rectificadores y motores de continua no se puede utilizar para regeneración como tal a causa de que la corriente continua que sería producida por los motores en el frenado requeriría una inversión antes de ser realimentada la línea, y por eso se utiliza el freno reostático en estos sistemas. Habría que aplicar las mismas consideraciones usando motores conmutadores de una locomotora de alterna como generadores de continua, pero es posible que estas máquinas sean empleadas como generadores de alterna. Después de su introducción del motor conmutador de alterna, *Behn-Eschenburg* desarrolló medios para utilizar estas máquinas para tracción que incluían una disposición para frenado regenerativo, y este sencillo sistema todavía se utiliza en algunos ferrocarriles para vehículos eléctricos pequeños.

CONCEPTOS PRELIMINARES

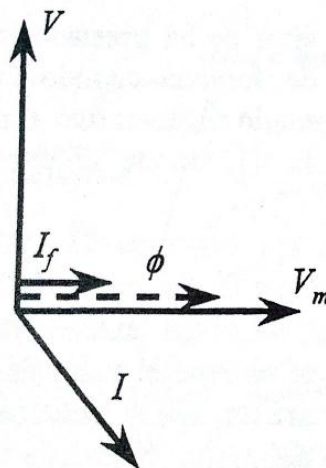


Figura 44. Diagrama fasorial del sistema Behn-Eschenburg para frenado regenerativo.

El circuito eléctrico básico se muestra en la Figura 43 y su diagrama fasorial (omitiendo factores secundarios en la Figura 44).

En este sistema, la corriente de magnetización I_f , y por tanto el flujo ϕ , tendrán un desfase de 90° con retraso respecto a la tensión aplicada V , de modo que la tensión V_m , generada por el estator, tendrá un desfase similar. Incluyendo una inductancia grande en el circuito de salida, el desfase de la corriente generada se puede retrasar más de modo que la corriente que se devuelve al sistema apenas está en oposición a la tensión aplicada y tiene realmente un factor de potencia motor. Las características que se obtienen con este sistema se muestran en la Figura 45 donde se ve que el esfuerzo de frenado depende poco de la velocidad.

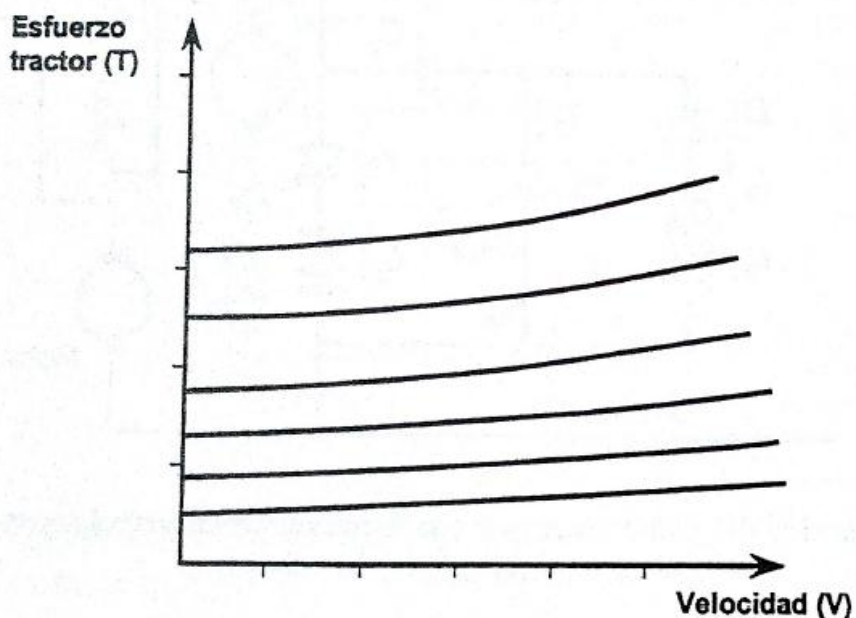


Figura 45. Características de esfuerzo tractor del sistema Behn-Eschenburg para frenado regenerativo.

El sistema ha sido popular donde se necesitaban pequeñas potencias de frenado, pero para potencias grandes de frenado las corrientes pueden ser excesivas. Para las locomotoras

CONCEPTOS PRELIMINARES

donde se requiere un frenado mayor, normalmente se proporciona excitación independiente, como se indica en la Figura 46.

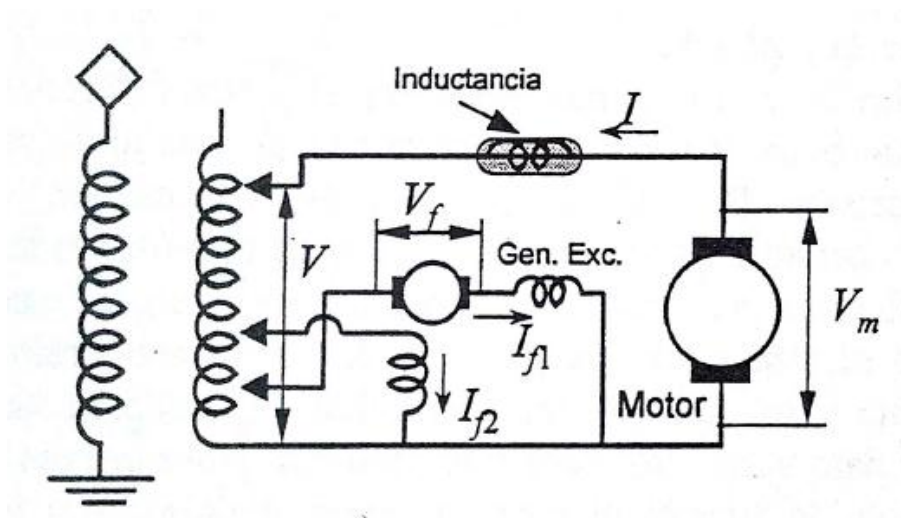


Figura 46. Frenado regenerativo para grandes locomotoras de corriente alterna con excitación independiente.

Aquí la corriente de magnetización I_{f2} , el flujo ϕ_f y la tensión de salida V_f del generador de excitación tiene un retraso de 90° respecto a la fase de la tensión aplicada, pero, como se indica en la Figura 47, hay un retraso mayor en la corriente de excitación I_{f1} , y el flujo ϕ del motor, de modo que su tensión de salida V_m tiene un desfase total de unos $140-150^\circ$.

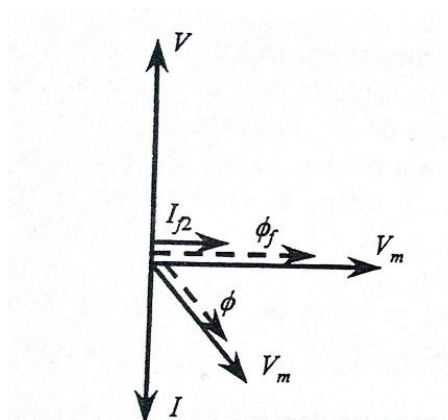


Figura 47. Diagrama fasorial para locomotoras en frenado regenerativo con motores de alterna con excitación independiente.

La fase de la corriente generada I se puede retrasar más mediante una inductancia comparativamente pequeña, de modo que la corriente de vuelta al secundario del transformador estará casi exactamente en oposición a la tensión aplicada. Con características de máquinas típicas, las relaciones resultantes entre el esfuerzo de frenado y la velocidad quedan más o menos lineales como aparece en la Figura 48.

Cuando se utilizan rectificadores controlados en locomotoras de alterna para alimentar motores de continua, es posible que sean empleados como un tipo de inversor para devolver potencia regenerada a la línea.

CONCEPTOS PRELIMINARES

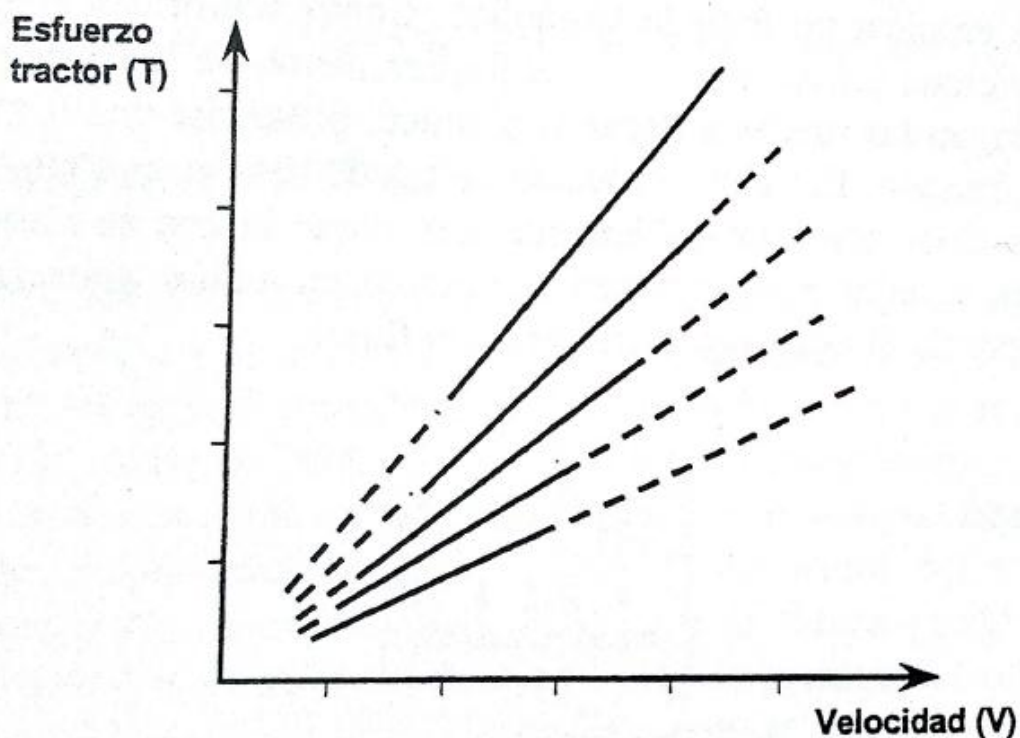


Figura 48. Características de esfuerzo tractor para grandes locomotoras de alterna.

Cuando el sistema funciona como motor (Figura 49), la tensión de continua producida por los dos tiristores Th_1 y Th_2 hará que circule una corriente a través del motor en posición a la F.E.M. producida por su estátor. En el frenado es, por supuesto, necesario que la corriente I pase a través del motor y de los rectificadores en la misma dirección, y la dirección del campo, ahora producida por una excitación independiente, debe ser invertida.

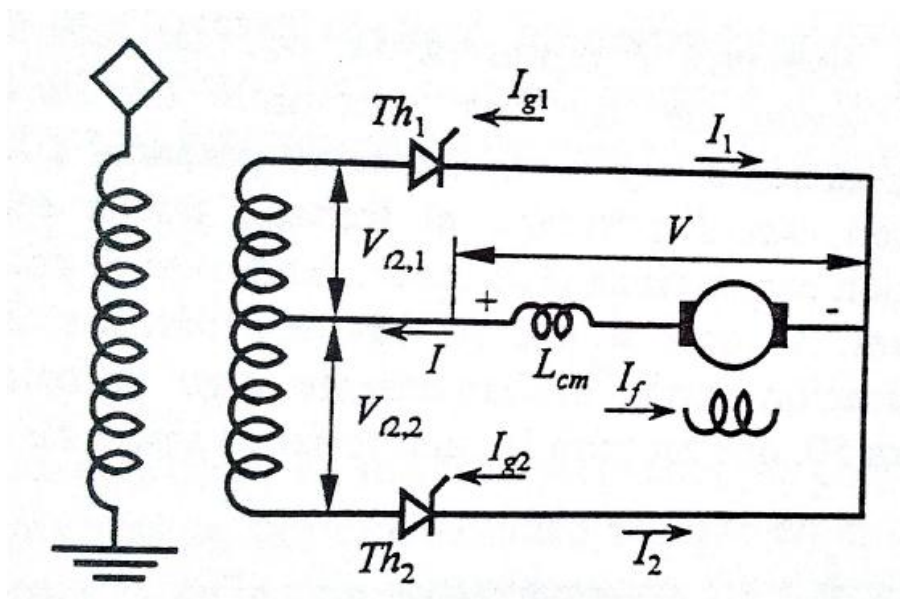


Figura 49. Circuito básico para un rectificador controlado en frenado regenerativo.

CONCEPTOS PRELIMINARES

La tensión producida por el estátor, que ahora tendrá la dirección indicada, se le opondrá la F.E.M. producida por los dos tramos del devanado secundario del transformador actuando alternativamente, y el valor medio de esta tensión puede controlar variando el ángulo de disparo de los tiristores, de modo que la corriente del motor se puede regular como se muestra en la Figura 50.

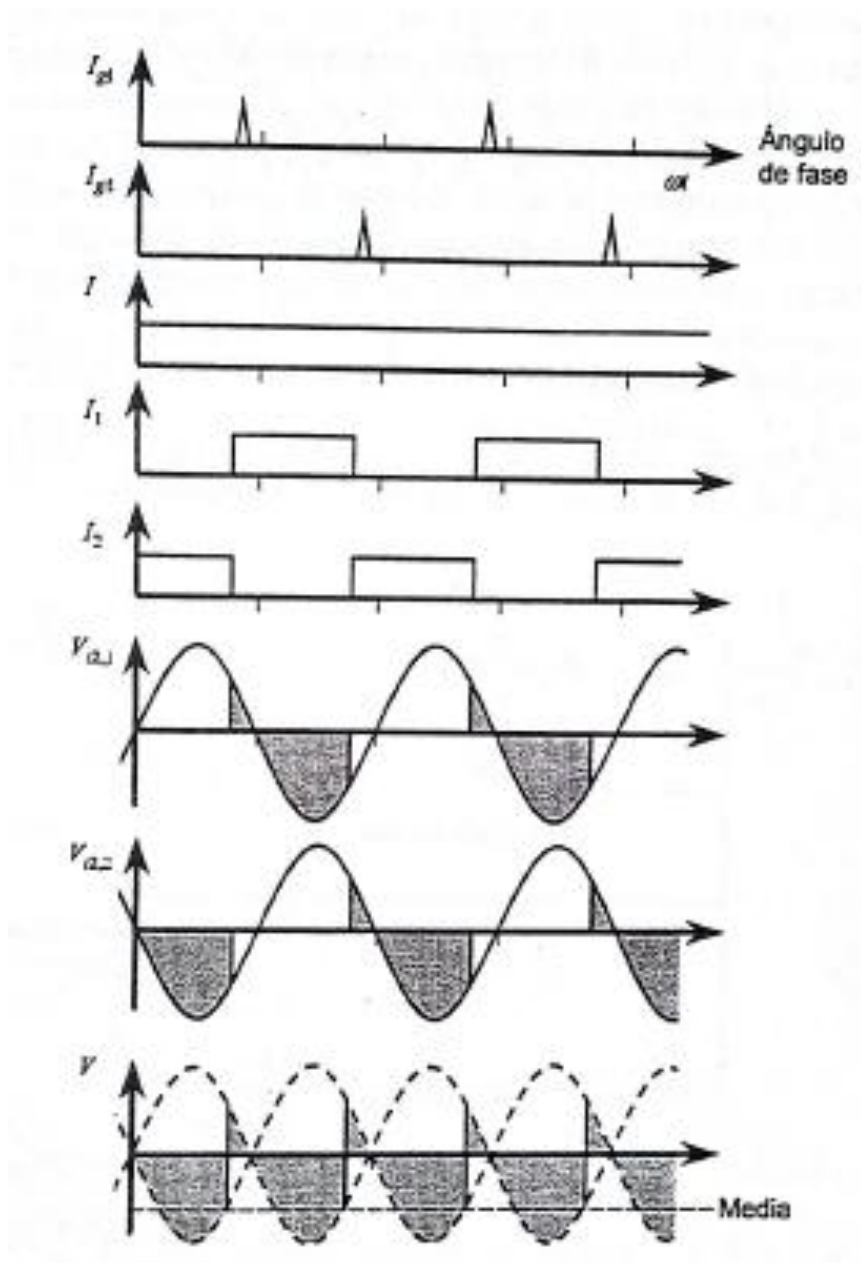


Figura 50. Tensiones y corrientes en frenado regenerativo de un rectificador controlado.

De este modo, la corriente I representada por las corrientes I_1 e I_2 pasando alternativamente a través de las dos secciones del devanado secundario del transformador en oposición a la F.E.M., devuelve potencia a la alimentación. Hay que hacer notar que, con esta disposición, el frenado puede ser regulado alternando la corriente de excitación proporcionada al motor, variando el ángulo de disparo al que se disparan los tiristores. A veces se utilizan los dos métodos, en cuyo caso sus rangos respectivos de aplicación

CONCEPTOS PRELIMINARES

serían probablemente algo parecido a l indicado en el diagrama de la Figura 51, que muestra la característica típica de frenado.

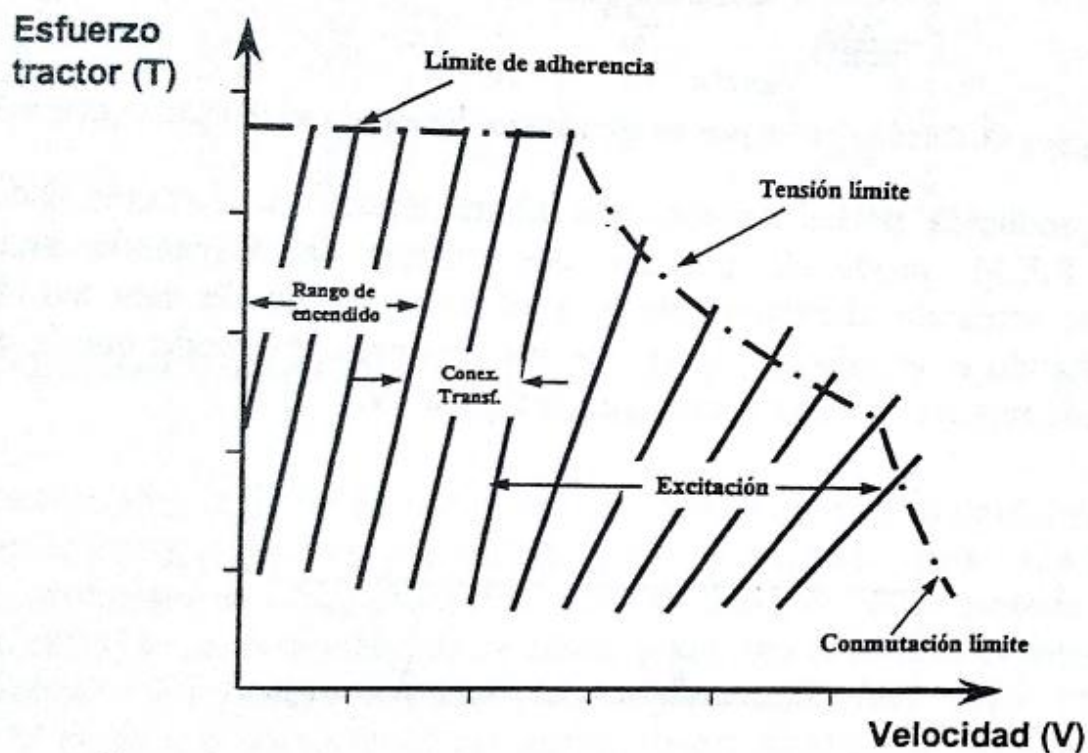


Figura 51. Características de esfuerzo tractor para el frenado regenerativo con rectificador controlado.

Tal sistema de frenado introducirá, en alguna medida, armónicos a la alimentación, que pueden diferir considerablemente de los que se obtienen durante el funcionamiento normal del tren.

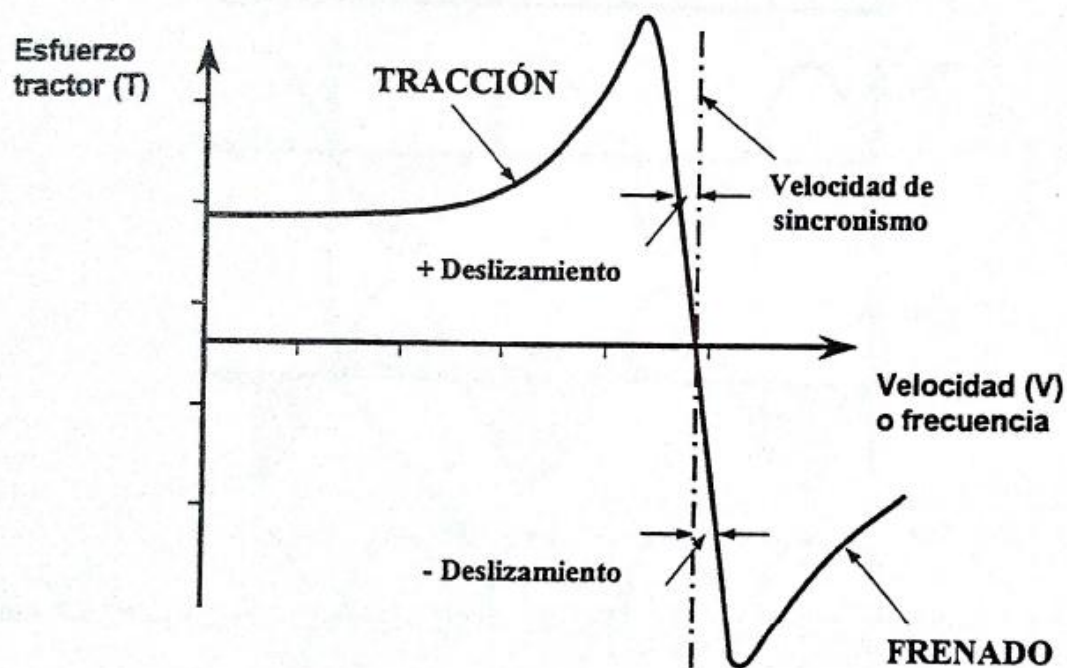


Figura 52. Curva de esfuerzo tractor de un motor trifásico asíncrono.

CONCEPTOS PRELIMINARES

Si se tiene disponible una alimentación trifásica de alterna de frecuencia variable, el motor asíncrono tendría muchas ventajas para la reacción. Una alimentación de ese tipo se puede conseguir por medio de un inversor de frecuencia variable fabricado con tiristores. El esfuerzo de tracción producido por una máquina de ese tipo depende de la frecuencia de deslizamiento, es decir, la cantidad en la que la frecuencia aplicada excede a la correspondiente a la velocidad. Se descubre, sin embargo, que si la frecuencia aplicada es menor que la correspondiente a la velocidad, es decir, el deslizamiento es negativo, se produce un esfuerzo de frenado. En la Figura 52 se muestran características típicas positivas y negativas correspondientes a un valor particular de velocidad.

Como la frecuencia aplicada es controlable, es relativamente fácil conseguir por este método un frenado eléctrico, devolviendo la potencia producida a la parte de continua del inversor. Aquí se puede disipar por medio de resistencias conmutadas, por medio de frenado reostático o si se dispone de un control electrónico apropiado se puede devolver a la alimentación de continua o de alterna por medio de un frenado regenerativo. [1]

2.3.3 Frenado Hidráulico.

Con locomotoras diésel o automotores sin transmisión eléctrica y en otros casos en los que los vehículos tractores de trenes de muy alta velocidad donde es preciso un frenado severo, se puede emplear un frenado hidráulico. Como ocurre con el frenado eléctrico, el sistema proporciona protección contra el deslizamiento de la rueda porque cualquier tendencia que tengan las ruedas a llegar al bloqueo, producirá una reducción inmediata del esfuerzo de frenado. El calor producido se puede disipar con cualquier sistema de enfriamiento. La disposición probablemente será como la que se muestra en la figura siguiente, con cuchillas radiales porque tienen que actuar en ambas direcciones, y se aplica normalmente llenando el elemento hidráulico con fluido.

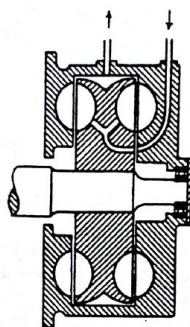


Figura 53. Esquema de un freno hidráulico.

El control se ejerce variando automáticamente la cantidad y la circulación de fluido como se muestra en la figura siguiente. Para frenado de propósito general, normalmente se especifica un esfuerzo de frenado independiente de la velocidad. Para frenados en descensos prolongados se puede requerir que el frenado se incremente con la velocidad

CONCEPTOS PRELIMINARES

para asegurar la estabilidad, o si el frenado puede ser limitado por el enfriamiento, se prefiere una absorción de potencia constante. Como ocurre con el acoplador y convertidor hidráulico, la máxima potencia que se puede absorber se incrementará rápidamente con la velocidad de rotación. El dispositivo normalmente es pequeño y puede estar incluido con la transmisión de potencia hidráulica cuando el sistema fluido, los controles y la disposición de enfriamiento se pueden combinar. Un freno de fricción, de tambor, zapata o disco se puede incorporar también para llevar al tren a la detención con operación manual o para mantener el vehículo en reposo. [1]

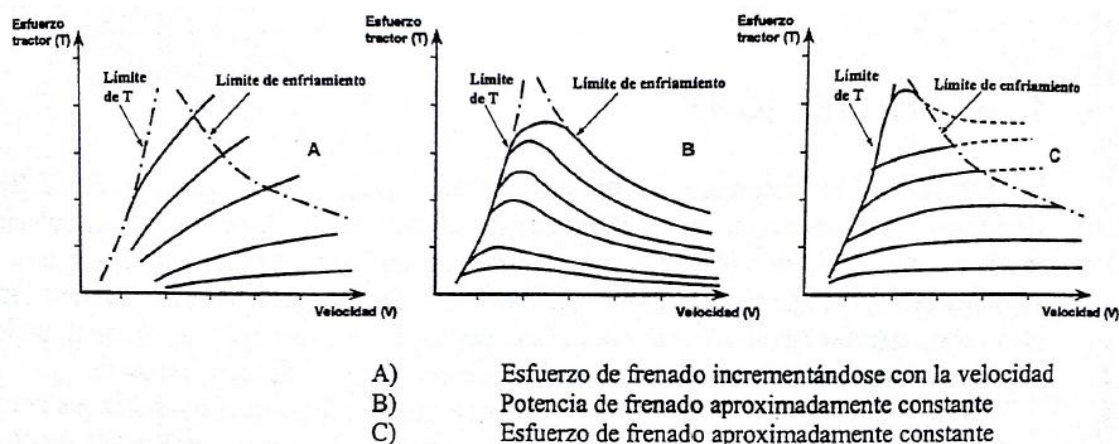


Figura 54. Curvas de frenado de hidráulico.

2.3.4 Frenado Magnético.

Todas las disposiciones de frenado consideradas contienen algún modo de retardo de la rotación de las ruedas, y su acción depende de la adherencia entre la rueda-carril y la carga que llevan los ejes. El frenado magnético es el único que se aplica directamente a los carriles sin ninguna forma de rotación. Originalmente desarrollado por *Westinghouse* en el año 1900, su diseño se basaba en el antiguo freno “*sleeper*”, en el que las zapatas suspendidas directamente de la estructura del vehículo se hacían presionar directamente contra los raíles, pero con la fuerza producida por atracción magnética, de modo que el retardo es independiente de la carga del vehículo.

La disposición general de un freno de este tipo se muestra en la siguiente figura, una bobina longitudinal rodeando un núcleo de hierro sostenido en su lugar por unas piezas a las que se adosan otras piezas de hierro que hacen contacto con el raíl. Como el desgaste de estas piezas de contacto es considerable, normalmente se hacen con “patas largas”, como se muestra en la figura. Su ancho total más el hueco necesario es el mismo que el ancho de la cabeza del raíl. Estos frenos normalmente están unidos por bastidores al correspondiente freno de la rueda opuesta, y están soportados por muelles, de modo que cuando se produce la aplicación se mueven hacia el raíl por su propia atracción, aunque en algunos casos se utilizan unos pequeños cilindros neumáticos. Varios frenos de este

CONCEPTOS PRELIMINARES

tipo pueden ir colocados bajo la estructura del vehículo, entre los bogies. Las bobinas se conectan en serie, alimentándoles de las baterías del tren o, cuando también se utiliza frenado reostático, por la corriente producida por los motores.

La fuerza magnética P_b ejercida en los carriles está dada por:

$$P_b = \frac{B_b^2 \cdot a_b}{2 \cdot \mu_b \cdot \mu_m}$$

Donde B_b es la densidad de flujo de material magnético en contacto con el carril, a_b el área total de los contactos, μ_b la permeabilidad relativa en el contacto, que se puede tomar como la del aire, y μ_m es la constante magnética. Escribiendo $\mu_b = 1$ y $\mu_m = 4 \cdot \pi \cdot 10^{-7}$

$$P_b = \frac{B_b^2 \cdot A_b}{8 \cdot \pi} \cdot 10^7$$

Y tomando un valor típico de B_b de 1,6 T se descubre que se obtiene una presión de 1000 kN/m² en las caras de las piezas de contacto. La F.E.M. necesaria que tiene que proporcionar la bobina es más difícil de calcular. Lo deseable, evidentemente, es que el hueco entre las piezas de contacto sea mínimo las patas sean lo más largas posibles, de modo que la reluctancia asociada a los dos contactos y la cabeza de carril es incierta, con el resultado de que la proporción de pérdida de flujo se debe tomar como del orden del 400-500%. Normalmente, no hay problema en proporcionar el número suficiente de Amperios-vuelta a la bobina. La acción de este tipo de freno está limitada por la fricción entre las piezas de contacto y el carril, que es probablemente similar a la de una rueda “clavada” deslizando por un rail, cuyos valores del coeficiente de fricción μ'' se mostraron anteriormente. Tales valores son normalmente bajos, pero como no hay un límite inmediato a la longitud total del freno o frenos que se pueden emplear en un vehículo normalmente se proporciona cualquier cantidad deseable de frenado.

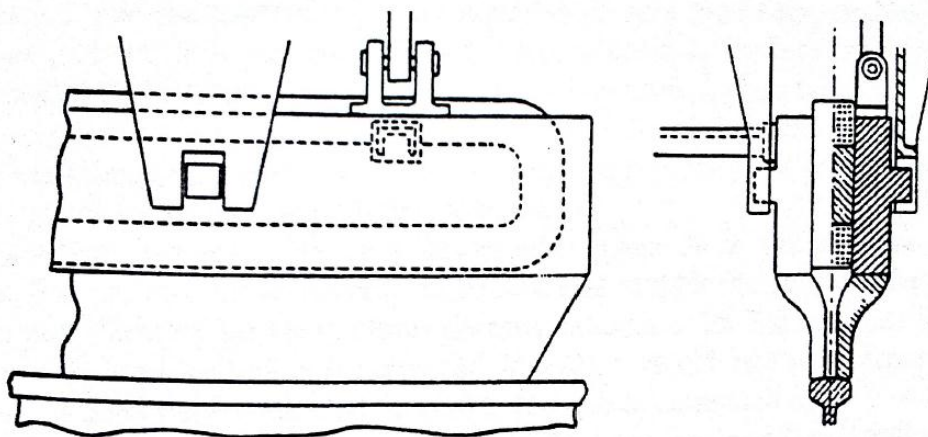


Figura 55. Esquema de un freno magnético.

Esta libertad en el diseño hace que el frenado magnético sea particularmente apropiado para el uso de emergencias. Se han obtenido deceleraciones de 3,5 m/s, aunque tal

CONCEPTOS PRELIMINARES

deceleración aumente la probabilidad de accidentes. La principal dificultad experimentada con el frenado magnético es el desgaste de las piezas de contacto, que puede ser alto, incrementando la frecuencia del recambio. Este problema se ha solucionado en los Ferrocarriles Federales Alemanes empleando el frenado magnético como un suplemento de emergencia al frenado convencional de servicio. Al aproximarse a una posición de parada, como puede ser una estación terminal con toperas, los maquinistas reducen la velocidad a un nivel en el cual es improbable que ocurra un accidente debido a un fallo en el freno, con el consecuente incremento en el tiempo del viaje. Con la disposición de un freno magnético de emergencia como franja final en el controlador de freno, el maquinista puede aproximarse a una posición de ese tipo con confianza a velocidad normal y, como el frenado magnético realmente se aplica poco, se evita un excesivo desgaste de las piezas de contacto del freno. También se ha descubierto que, cuando se necesitan dos frenado de ese tipo, una combinación aceptable está formada por un frenado reostático para uso normal con adición de un frenado magnético para emergencias. [1]

3. SOFTWARE EMPLEADO

Capítulo 3

Software empleado.

3.1 Solid Edge v19.

Solid Edge es un programa de parametrizado de piezas en 3D basado en un software de sistema de diseño asistido por ordenador (CAD). Permite el modelado de piezas de distintos materiales, doblado de chapas, ensamblaje de conjuntos, soldadura y funciones de dibujo en plano.



Figura 56. Pantalla de inicio de *Solid Edge* v19.

SOFTWARE EMPLEADO

Para la realización del proyecto se ha utilizado *Solid Edge v19*, el cual contiene herramientas para crear y manejar prototipos digitales en 3D. Con el modelado básico superior y los flujos de trabajo de proceso, y la gestión totalmente integrada del diseño, *Solid Edge v19* se convierte en una aplicación que permite diseñar de manera exacta. El modelado en *Solid Edge v19* permite desarrollar con facilidad una amplia gama de geometrías, desde piezas individuales a conjuntos que contienen miles de componentes. Los comandos a medida y los flujos de trabajo estructurados aceleran el diseño de las distintas características y garantizan un ajuste preciso y función de las partes mediante el diseño, análisis, y modificación de ellos en el modelo de ensamblaje.

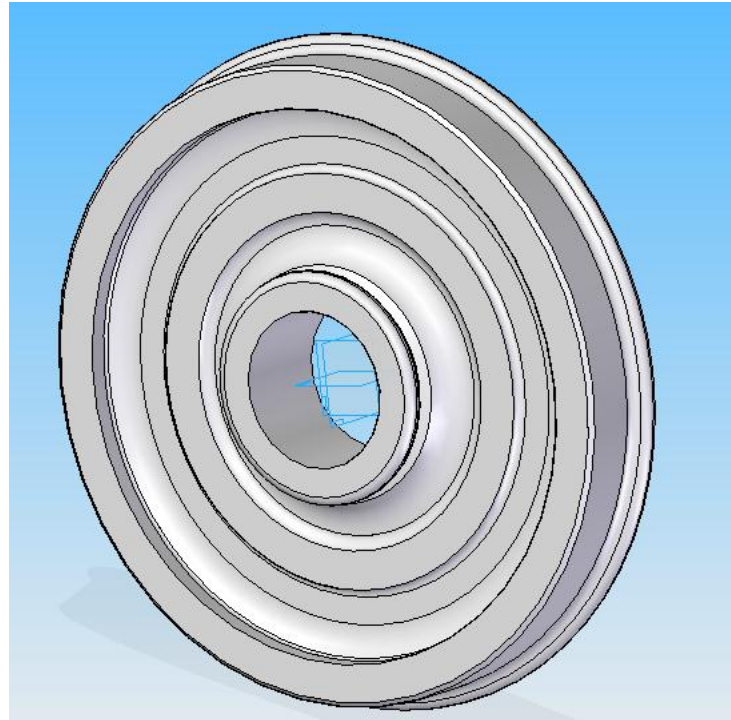


Figura 57. Ejemplo de modelado. Rueda de acero.

Solid Edge dispone de diferentes ventanas gráficas para el modelado de piezas sólidas, de chapa, soldaduras, permite ensamblar conjuntos y crear planos de todos estos. Para acceder a ellos es necesario seleccionar el tipo entorno en el que se va a trabajar y la tecnología que va a ser empleada, seleccionando en la parte izquierda de la ventana de inicio la plantilla deseada.

Todas tienen en común la disposición de las distintas barras que componen la ventana, cuyas funciones se describirán a continuación:

SOFTWARE EMPLEADO

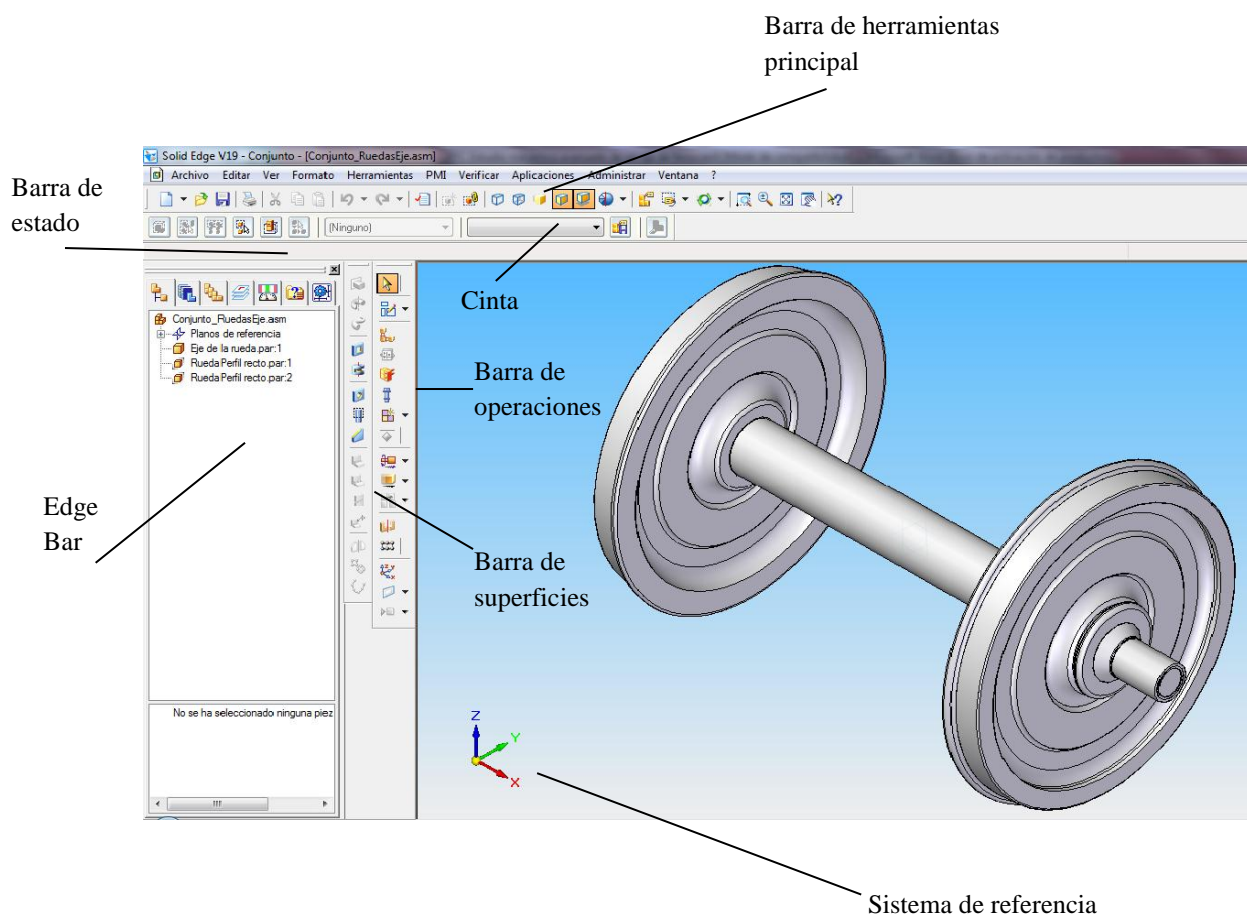


Figura 58. Ventana de trabajo de Solid Edge.

- *Barra de herramientas principal:* Es la barra de herramientas común en todo programa que trabaje bajo Windows; en ella podemos ver las herramientas más comunes como pueden ser: abrir, guardar, copiar, imprimir, etc.
- *Menú cinta:* La cinta es una barra de herramientas dinámica sensible al contexto que aparece al hacer clic en un comando específico o al seleccionar un elemento.
- *Barra de Operaciones:* La barra de operaciones muestra todas las operaciones que se pueden realizar sobre la pieza. Esta barra cambiará en el modo de “Boceto” o en cualquier otro que así lo requiera.
- *EdgeBar:* Ventana de ayuda para la gestión de tareas. La herramienta EdgeBar ayuda a gestionar las tareas de los proyectos de diseño. Dependiendo del entorno en el que estemos, podemos gestionar lo siguiente:

✓ Entorno pieza:

- *Pathfinder de operaciones*
- *Biblioteca de operaciones*
- *Familia de piezas*
- *Capas*
- *Sensores*
- *Reproducción de operaciones*

SOFTWARE EMPLEADO

- *Engineering reference*
- ✓ Entorno plano:
 - *Capas*
 - *Biblioteca de símbolos*
 - *Grupos*
 - *Consultas*
- ✓ Entorno Conjunto:
 - *Pathfinder de conjunto*
 - *Biblioteca de piezas*
 - *Conjuntos alternos*
 - *Capas*
 - *Sensores*
 - *Herramientas de selección*
 - *Engineering reference*
- *Barra de estado*: Ayuda en línea. Identifica la herramienta (operación), así como una pequeña ayuda sobre el proceso de utilización de la misma, cuando pulsamos o pasamos el ratón sobre algún icono. [2-7-16]

3.2 Pro/Engineer.

Pro/Engineer es un producto de CAD/CAM/CAE de PTC Corporation (Parametric Technology Corporation). Fue el primero en comercializarse como software asociativo de modelado paramétrico. La aplicación funciona bajo Microsoft Windows y Unix (todos los datos son permutables entre estas plataformas sin ser necesario algún tipo de conversión), y cuenta con las posibilidades de diseño de elementos sólido, creación de conjuntos y proyectos, análisis de elementos finitos, NC y herramientas de funcionalidad para ingenieros mecánicos.

La familia de soluciones integradas CAD/CAM/CAE de *Pro/Engineer* aporta a los ingenieros y diseñadores una ventaja distintiva, ya que *Pro/Engineer* es completamente asociativo. Es decir, cualquier cambio que se efectúe en el diseño se refleja automáticamente en todos los elementos subsecuentes, sin necesidad de convertir datos.

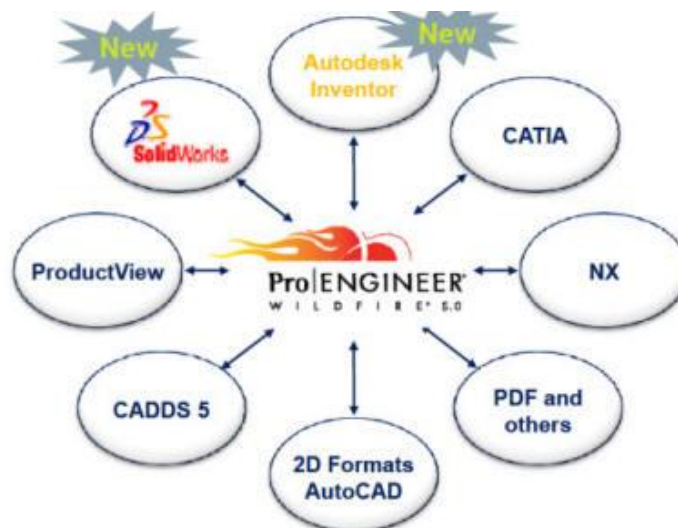


Figura 59. Software con compatibilidades muy diversas

Historia: Creado a mediados de los 80, *Pro/Engineer* fue el primer sistema de diseño 3D CAD paramétrico. El diseño paramétrico utiliza parámetros, dimensiones, rasgos y relaciones para captar el comportamiento deseado del producto y crea una lista que permite la automatización y la optimización del diseño y de sus consiguientes procesos de desarrollo del producto.

Pro/Engineer proporciona un completo set de diseño, análisis y capacidades de fabricación sobre una única plataforma integral escalable. Estas capacidades incluyen Modelado de sólidos, modelado de Superficies, Renderización, Interoperabilidad de datos, Diseño de sistemas dirigidos, Simulación, análisis de tolerancias, diseño de mecanizado y NC.

SOFTWARE EMPLEADO

Todos los datos son asociativos y permutables entre el CAD, CAE y módulos sin conversión. Un producto y sus listas de material enteras (BOM) pueden ser modelados con exactitud con dibujos totalmente asociativos procedentes de ingeniería, y la revisión controla la información.

Pro/Engineer es una aplicación más del amplio sistema de desarrollo de producto desarrollado por PTC. Se une a la perfección a otras soluciones del PTC incluyendo Windchill (gestión de contenidos y procesos), ProductView (simulación avanzada y visualización interactiva), Mathcad (cálculos de Ingeniería) y Arbortext (publicación dinámica).

Capacidades: Como cualquier software actual, se encuentra en continuo desarrollo para incluir cualquier nuevas funcionalidad disponible para el ingeniero.

- *Ingeniería de Diseño:* ProEngineer ofrece una gama de instrumentos para permitir la generación de una representación completa digital del producto tras su diseñado previo. Además de los instrumentos de geometría generales existe también la capacidad de generar la geometría de otras disciplinas de diseño integradas como el trabajo de tubos industriales estándares y definiciones de alambrado completas. Los instrumentos están también disponibles para incorporar el diseño de ECAD en el entorno de modelado 3D para permitir el desarrollo colaborativo. Estos instrumentos proporcionan conceptos de Diseño Industrial real, de manera que pueden ser usados como referencia antes de realizar el producto. Esta gama de bosquejos de diseño conceptuales facilita la obtención de datos y los hace comprensivos para los diseñadores.
- *Análisis:* ProEngineer posee numerosos instrumentos de análisis disponibles, todos ellos dirigidos a la obtención de estudios térmicos, estáticos, dinámicos y de fatiga FEA, con el fin de ayudar al desarrollo del producto. Estos instrumentos incluyen factores humanos, la tolerancia de la fabricación, flujo de moldeo y optimización de diseño. La optimización de diseño puede ser usada en un nivel de geometría con el fin de obtener las dimensiones de diseño óptimas, en conjunción con el análisis FEA.
- *Fabricación:* Gracias a las capacidades fundamentales del software, se proporciona un variado juego de instrumentos en el entorno de la fabricación, en forma del diseño mecanizado y simulación de trabajo de una máquina de CNC. Las opciones de mecanizado cubren instrumentos específicos para el Moldeado, la fundición a presión y el diseño mecanizado progresivo.

ProEngineer ofrece las funciones siguientes:

- Modelado completo de sólidos 3D
- Documentación detallada: planos 2D y 3D
- Creación técnica de superficies
- Modelado de conjuntos
- Modelado y documentación de soldadura

SOFTWARE EMPLEADO

- Diseño de mecanismos y animación de diseños
- ModelCHECK™, herramienta de validación de diseños
- Interoperabilidad de datos y reparación de datos importados
- Prestaciones Web integradas
- Completa biblioteca de piezas, funciones y herramientas

Entorno de Pro/Engineer: El entorno de trabajo de *Pro/Engineer* es muy completo y está diseñado de la manera más sencilla posible para ser accesible a cualquier usuario desde un primer momento.

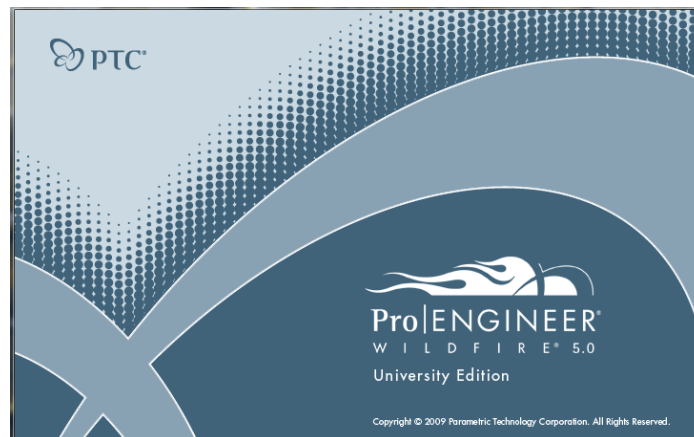


Figura 60. Ilustración inicio sesión ProEngineer

En la figura que se muestra a continuación podemos observar la disposición de la pantalla de trabajo de *Pro/Engineer*, con las distintas zonas que la componen.

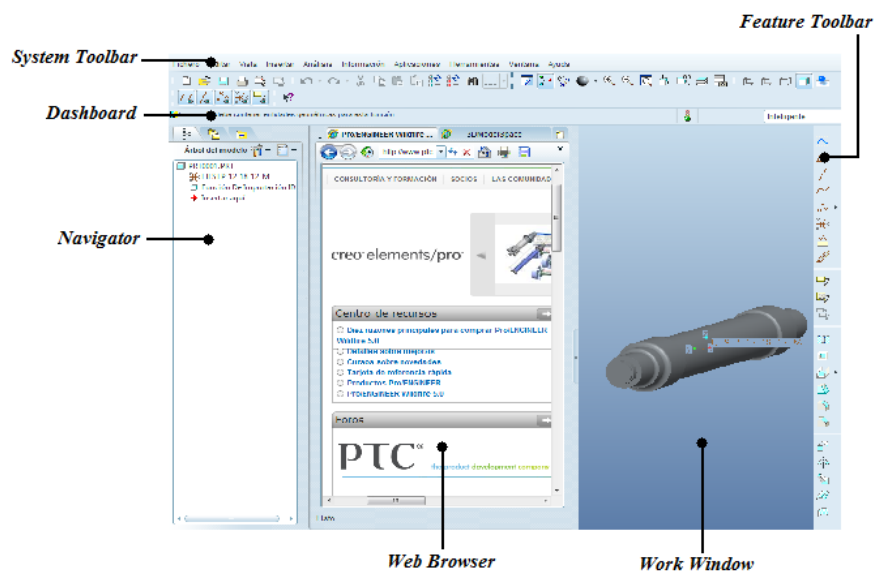


Figura 61. Esquema disposición software ProEngineer

- *Ventana principal de trabajo:* En esta ventana podemos encontrar el modelo de trabajo.
- *Navigator:* Uno de los elementos clave es el Model Tree, árbol del modelo o estructura del modelo activo.

SOFTWARE EMPLEADO

El tipo de información varía dependiendo de si el modelo es un conjunto (assembly) o un componente (part). Por otro lado, mediante este navegador se puede navegar entre carpetas o abrir/cerrar archivos (Folder Browser), controlar las distintas capas del modelo así como acceder a catálogos online.

- *System Toolbar*: Comprende los distintos menús e iconos necesarios para interactuar sobre el modelo.

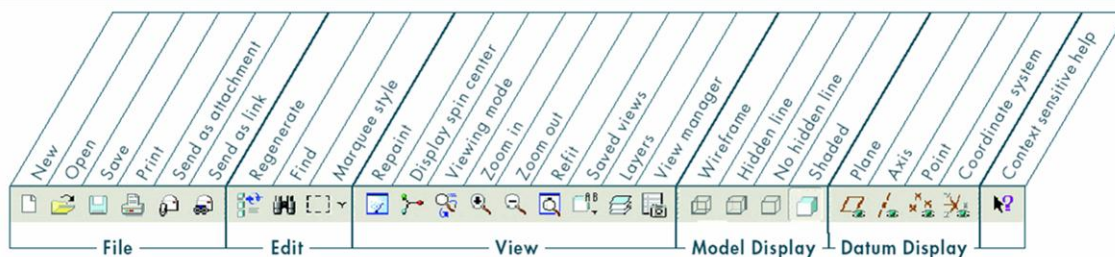


Figura 62. System Toolbar

- *Feature Toolbar*: Esta zona permite acceder a las funciones de construcción y edición más habituales de ProEngineer. Entre ellas podemos encontrar los comandos de extrusión, vaciado, protusión por barrido, chaflanes, etc.



Figura 63. FeatureToolbar

SOFTWARE EMPLEADO

- *DashBoard*: Te guía durante el proceso de creación de un modelo. Incluye entre otros el "Message Area" (el sistema suministra información sobre el estado de la operación) y el "Status Bar" (información sobre el menú/icono que se selecciona).

Tipos de ficheros soportados: La gestión completa de un proyecto requiere el uso de diferentes módulos de ProEnginner, cada uno de ellos dedicado a una labor específica (modelado de sólidos, montaje de conjuntos, realización de planos 2D, etc...) Para facilitar la gestión del proyecto, los ficheros generados por los distintos módulos tienen distintas extensiones. Cuatro de los tipos de archivos más reseñables o imprescindibles de este software son los siguientes:

- *Assembly* (*.ASM): Archivo de conjunto. Un archivo tipo Conjunto puede contener uno a más archivos de tipo conjunto o tipo Pieza
- *Part* (*.PRT): Archivo de pieza. Un archivo de pieza está formado por un conjunto de funciones (extrusiones, cortes, agujeros, redondeos, etc).
- *Drawing* (*.DRW): Archivo de dibujo. Un archivo de dibujo es un plano en 2D formado por vistas provenientes de los modelos 3D citados previamente
- *Step* (*.STP): Archivo CAD. Los archivos STEP son el formato internacional desarrollado para cubrir algunas limitaciones de las normas de conversión de datos.

Existen más tipos de archivo con posibilidad de uso en ProEngineer, como por ejemplo archivos de fabricación, formatos, informes, archivos de información, layouts, diagramas, procesos de montaje, etc. [10-16]

4. DESARROLLO

Capítulo 4

Desarrollo.

4.1 Conceptos previos.

4.1.1 Introducción.

Los frenos son necesarios en el ferrocarril, tanto por razones de seguridad como por las exigencias ordinarias de la explotación. Su función es realmente triple, debiendo servir:

- Para obtener la parada normal del tren en las estaciones y delante de las señales, así como para lograr la detención rápida de aquel ante cualquier necesidad u obstáculo imprevisto.
- Para impedir que en caso de rotura de un enganche sobre una pendiente, la parte fraccionada del tren pueda ponerse en movimiento bajo la acción de la gravedad, marchando a la deriva.
- Para moderar la marcha del tren en las pendientes cuando la acción de la gravedad rebasa la resistencia a la tracción del tren a la velocidad que debe conservar, así como para reducir la velocidad del convoy al paso por las señales de estaciones o puntos especiales de la vía.

Es evidente que la propia resistencia a la tracción del tren, una vez cortado el suministro de energía al motor o motores de tracción, contribuirá a la reducción paulatina de su velocidad, pero esta acción es muy lenta y no es suficiente en la explotación más que como período preliminar del frenado, que permite marchar a la deriva utilizando la inercia del tren para cubrir cierta porción del recorrido previo a la parada, sin consumo de energía. La marcha en deriva, en estas condiciones, se utiliza principalmente en los trenes automotores eléctricos con servicio de frecuentes paradas (metropolitanos o suburbanos), en cuyos recorridos precisa emplear fuertes aceleraciones para obtener una velocidad media aceptable entre paradas. Pero no podría emplearse hasta la parada en un tren de gran composición lanzada, por ejemplo, a una velocidad de 100 km/h, ya que el recorrido que así efectuaría el tren sería de más de 10 km en horizontal, mientras que la aplicación de un frenado normal reduciría aquel a la vigésima parte.

DESARROLLO

Las condiciones de frenado, es decir, de la deceleración de los trenes de gran composición, son completamente distintas de las que tienen lugar durante su aceleración en el período de arranque. Durante éste solamente puede ser utilizado el peso adherente de la locomotora, cuyo peso es sólo una fracción del total del tren, y como la potencia de aquella se encuentra limitada por condiciones constructivas y económicas, el esfuerzo acelerador disponible por tonelada de tren es también limitado, no soliendo exceder de 5 a 7 CV por tonelada de tren para un tren rápido de viajeros, cifra que se reduce mucho en el caso de un tren pesado de mercancías (en Europa, 1200-1500 t). El período de arranque hasta alcanzar la velocidad normal resulta así bastante prolongado y es, en general, de varios minutos.

Si durante el frenado se utilizara sólo el peso de la locomotora, se obtendría, hasta lograr la parada de los trenes pesados, recorridos y tiempos de frenado excesivamente largos. A la seguridad de la circulación conviene, en efecto, la parada de las grandes masas en movimiento de los trenes pesados en distancias lo más reducidas posible y en lapsos que se cuentan por segundos. Se precisa, pues, utilizar el peso propio de los vehículos para contribuir al frenado, y éste es el fundamento de los frenos mecánicos continuos de que más adelante se exponen.

Resulta de aquí otra característica del frenado de los trenes, que es la disipación de cantidades enormes de energía (correspondientes a la cinética adquirida por aquellos) en cortos espacios de tiempo. [1-6]

4.1.2 Características del Frenado.

El frenado consiste en la aplicación de un esfuerzo de tracción negativo al tren, ya sea como una maniobra en marcha para una detención o reducción de la velocidad, como para parar el tren en una emergencia, y en este caso las demandas de seguridad normalmente son bastante mayores que las requeridas para el servicio, tomando este segundo caso como la base de cálculo y diseño, quedando la deceleración normal de servicio como un valor inferior.

Por esta razón el esfuerzo de frenado se aplica, generalmente, a todas las ruedas del tren como si todas fueran motrices temporalmente, de modo que se hace un uso máximo de la adherencia disponible. Teóricamente el valor límite de la deceleración que se puede obtener de este modo es $\mu \cdot g$ donde μ es el valor límite del coeficiente de rozamiento en el contacto entre rueda y carril y g es la constante de gravitación, rondando el valor máximo de la deceleración obtenible los 2,5 m/s². La experiencia sin embargo, sugiere que un valor como ese de deceleración puede llevar a que se produzcan accidentes dentro del tren (pasajeros lanzados hacia adelante, etc.) y es necesario llegar a una solución de compromiso entre esta posibilidad y el posible riesgo de un accidente debido a circunstancias externas. Este es un aspecto controvertido sobre el que hay

DESARROLLO

muchas opiniones diferentes. Actualmente, el valor máximo de deceleración recomendado depende de las diferentes administraciones, siendo por ejemplo el fijado en los Ferrocarriles Británicos de $1,2 \text{ m/s}^2$.

Valor Límite de la Deceleración

Al aplicar la ecuación de la dinámica al sistema del tren completo se tiene que:

$$F_f = M \cdot a_x$$

Por otro lado se tiene también que:

$$P = M \cdot g$$

Siendo M , la masa de todo el convoy y P el peso. Uniéndolas se tiene que:

$$a_x = g \frac{F_f}{P}$$

Siendo F , el esfuerzo total de frenada que se aplica al tren, que viene limitado por la adherencia, siendo su valor máximo posible el expresado por la fórmula:

$$F_f \leq \mu \cdot P$$

Con lo que se obtiene:

$$a_x = g \frac{F_f}{P} \leq g \frac{P \cdot \mu}{P} = g \cdot \mu$$

$$a_x \leq g \cdot \mu$$

Como se tiene que aproximadamente $\mu = 0,20$, se llega a que la deceleración máxima que puede alcanzarse es de 2 m/s^2 , lo que requeriría un tiempo de 14 segundos para frenar un tren a 100 km/h , admitiendo una deceleración constante, e igual al máximo.

Como conclusión, la velocidad de los trenes se ve limitada prácticamente por las prescripciones del frenado. Para un determinado perfil de vía, existe una relación entre la velocidad, el esfuerzo de frenado y la distancia de parada, lo que influye en la señalización de la vía (señal avanzada y señal de entrada). [1]

4.2 Teoría General del Frenado en Llanta.

Constituye la base de los desarrollos matemáticos para la determinación analítica de la dinámica del frenado ferroviario. Si se considera un sistema de frenos por zapatas, dos por rueda, como se muestra en la Figura 64, se puede plantear la ecuación básica de la dinámica en el frenado, por rueda.

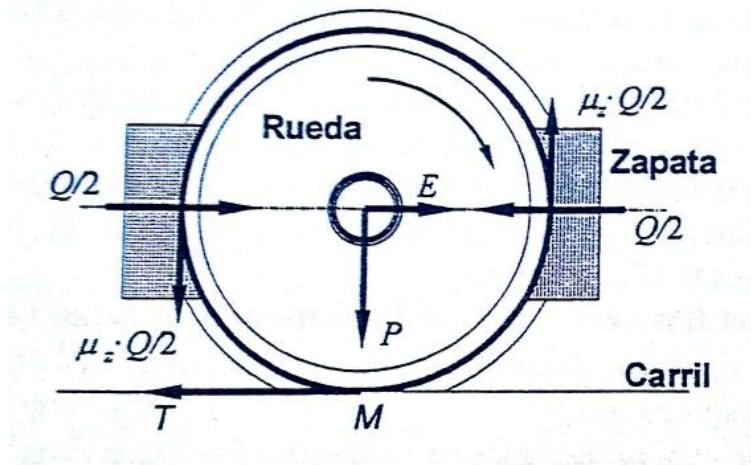


Figura 64. Teoría general del frenado en llanta.

En un instante de tiempo, para una velocidad v , se tiene:

- Q : Esfuerzo ejercido por las dos zapatas sobre una rueda en rotación.
- P : Peso transmitido por la rueda al carril.
- μ_z : Coeficiente de rozamiento entre la zapata y la rueda (fundición de acero).
- μ : Coeficiente de adherencia entre rueda y carril.
- E : Esfuerzo de tracción ejercido sobre la rueda.
- T : Reacción tangencial del carril sobre la rueda.

Al aplicar el esfuerzo Q a la rueda, ejercido por las zapatas, suponiendo que se trata de un movimiento con deceleración uniforme, se pueden plantear las ecuaciones de fuerzas horizontales y momentos respecto al centro de la rueda, obteniéndose:

$$\frac{P}{g} \cdot \frac{dV}{dt} = E - T = E - \sum R + Q \cdot \mu_z$$

$$T \cdot r = \sum R \cdot r + Q \cdot \mu_z \cdot r$$

$$T = \sum R + Q \cdot \mu_z$$

Donde $\sum R$, representa las resistencias totales al avance del tren. Para que se mantenga la rodadura sin deslizamiento tiene que cumplirse que:

DESARROLLO

$$T \leq \mu \cdot P$$

Por tanto se llega a:

$$\sum R + Q \cdot \mu_z \leq \mu \cdot P$$

Si se suponen despreciables, para deceleraciones importantes, las resistencias al avance del tren:

$$Q \cdot \mu_z \leq \mu \cdot P$$

Esta expresión representa la inecuación fundamental del frenado. Al primer término se le suele conocer como efecto retardador del frenado.

En caso de no cumplirse la inecuación anterior, por la aplicación de un efecto retardador superior, se supera el límite de adherencia en el contacto rueda-carril, se llega al bloqueo de la rueda. En caso de bloqueo aparece una velocidad relativa entre rueda y carril, en el punto de contacto, desplazándose el centro instantáneo de la rotación, desde el punto M hacia abajo.

La capacidad del frenado de una rueda bloqueada es menor que una rueda girando, porque el contacto sin deslizamiento presenta un coeficiente de adherencia (μ) superior al de rozamiento dinámico (μ_d).

Una vez que se supera el límite de esfuerzo retardador (y se mantiene el valor de Q), la rueda se bloquea rápidamente por dos causas:

- Como μ_z (rozamiento entre zapata y rueda) es función inversa de la velocidad:

$$\mu_z = \frac{0,33}{1 + 0,02 \cdot V}$$

Al disminuir la velocidad, aumenta el rozamiento μ_z , y por lo tanto $Q \cdot \mu_z$ que es la causa.

- Al existir un contacto rueda-carril con deslizamiento, hay que sustituir $T = \mu \cdot P$, por $T' = \mu_d \cdot P$, teniéndose que $T > T'$, ya que el coeficiente de adherencia es superior al de rozamiento. Por lo tanto, se precisa una fuerza Q menor para mantener el bloqueo. De forma general se tiene que los coeficientes de adherencia (μ) y de deslizamiento o rozamiento dinámico (μ_d), son función de la velocidad: [1-6]

$$\mu = \frac{0,33}{1 + 0,01 \cdot V}$$

$$\mu_d = \frac{0,33}{1 + 0,03 \cdot V}$$

DESARROLLO

4.2.1 Peso Freno y Coeficiente de Frenado Instantáneos.

Para que se cumpla la inecuación fundamental de frenado, suele fijarse el valor de Q a voluntad en la concepción del equipo freno del vehículo. Para mantenerse del lado de la seguridad se toma un coeficiente de adherencia rueda-carril de 0,10 y un valor medio del coeficiente de rozamiento entre zapata y rueda de 0,15 lo que supone diseñar con una Q de valor:

$$Q = P \cdot \frac{0,10}{0,15} = \frac{2}{3} \cdot P$$

Una vez construido el vagón y fijado el valor de Q , se denomina peso-freno ficticio instantáneo o peso-freno instantáneo a P' siendo:

$$P' = Q \cdot \frac{\mu_z}{\mu}$$

Se denomina coeficiente de freno instantáneo a λ' , siendo:

$$\lambda' = \frac{P'}{P} = \frac{Q \cdot \frac{\mu_z}{\mu}}{P} = \frac{Q \cdot \mu_z}{P \cdot \mu} \leq 1$$

Siendo menor o igual que 1, porque se ha impuesto la condición que $P' \leq P$. [1]

4.2.2 Peso Freno y Coeficiente de Frenado.

El peso-freno convencional o peso-freno de un vehículo, caracteriza la potencia de frenado en un régimen determinado. Desde un punto de vista teórico, viene definido como el valor medio de la función del peso-freno ficticio instantáneo entre la velocidad de circulación y la detención final del vehículo.

En la práctica, se define como un número p expresado en toneladas, proporcional al esfuerzo retardador medio desarrollado por la sola acción del freno, y medido en condiciones sensiblemente idénticas a aquellas en las que el vehículo realiza el servicio.

Se designa por coeficiente de frenado (λ) de un vehículo, la razón entre el peso-freno (p) y el peso (P) del vehículo.

$$\lambda = \frac{p}{P}$$

De modo más general, el coeficiente de frenado de un vehículo de un tren viene dado por:

DESARROLLO

$$\lambda = \frac{\sum p}{\sum P}$$

Donde se suman todos los peso-freno de todos los vehículos que componen el convoy, locomotora incluida, y el peso total del tren en orden de marcha. El coeficiente de frenado (λ), puede ser mayor que 1. Otros autores definen como coeficiente de frenado:

$$\lambda = \frac{Q}{P}$$

Denotando a p/P porcentaje de peso-freno. Para la determinación del peso-freno, habida cuenta de las condiciones de explotación de los vehículos, tan diferentes entre mercancías y pasajeros, es necesario definir convencionalmente dos categorías.

Peso-freno en mercancías

El peso-freno de cada vagón está determinado de una manera idéntica para todos los países, y viene señalado en la parte baja del vagón en las inmediaciones de los aparatos de freno. La *UIC (Unión Internacional des Chemins de Fer)* ha fijado, debido al tráfico internacional, una única forma de determinación:

“El peso-freno p , de un vagón frenado con aire comprimido es el producto del esfuerzo total sobre las zapatas Q (medido en marcha, después de un apretamiento completo efectuado a partir de la presión en régimen de 5 kp/cm²) por los 10/7 de un coeficiente característico del equipo de frenado de un vehículo considerado”

$$p = \frac{10}{7} \cdot \gamma \cdot Q$$

El coeficiente γ , determinado experimentalmente, varía entre 0,8 y 1,1. El valor de Q se conoce por ser aportado por el constructor.

Peso-freno en vehículos de viajeros

La *UIC* también ha definido el peso-freno en viajeros, pero las condiciones de frenado de los trenes rápidos y expresos son muy diferentes de las de los trenes de mercancías, por lo que esta definición no puede obtenerse por extrapolación del peso-freno de mercancías.

El peso-freno de viajeros de un tipo dado de coche, viene determinado por el valor medio de los ensayos, y ese valor depende de la distancia de frenado desde el momento en que se realiza la aplicación de los frenos. El ensayo se realiza para una velocidad de 120 km/h.

DESARROLLO

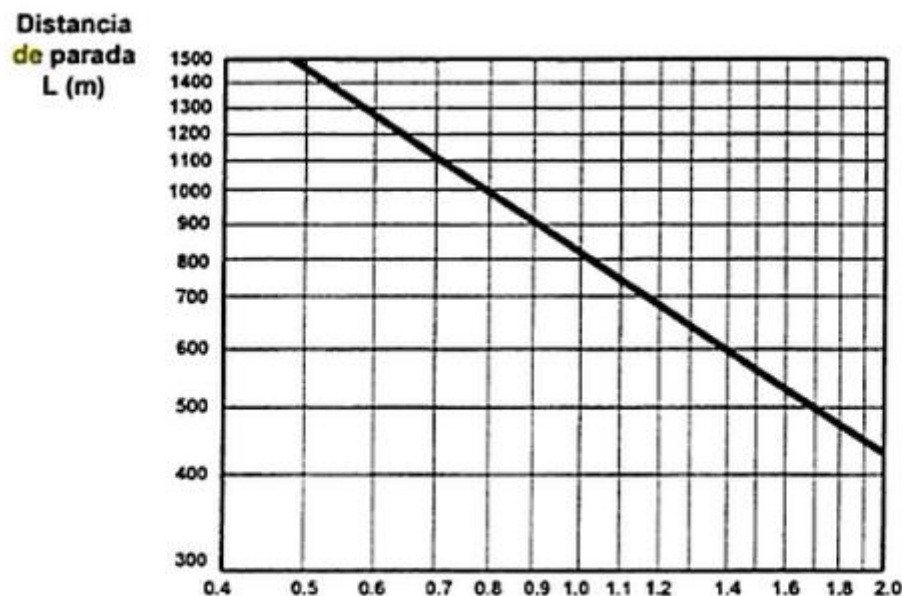


Figura 65. Ensayo de frenada de un tren de 60 ejes, a una velocidad inicial 120 km/h

La *UIC* define el coeficiente patrón (λ) como el coeficiente del peso-freno del tren, y el peso del tren. Así λ es 0,8 cuando el tren de ensayo, compuesto por 15 unidades eléctricas, tiradas por una locomotora no frenada y lanzada a 120 km/h, se detiene en 1000m, como se muestra en la figura 65.

Si, por ejemplo, los 15 coches son de 42 t de peso cada uno, y la locomotora es de 120 t, P del tren es de 750 t. El peso-freno del tren es $0,8 \cdot 750 = 600$ t, y por vehículo 40 t.

Este valor, que se rotula en la caja del vehículo, determina a efectos de composición de trenes la capacidad de ese coche de frenar, lo que es especialmente útil en tráfico internacional. [1-5]

4.3 Frenado y Carga.

Un vehículo tendrá un peso-freno en función de la carga, cuestión que sin ser muy importante en vagones de viajeros, sí lo es en mercancías, en los que la carga útil es muy importante frente a la tara (siendo valores normales de 10 t de tara y 20 t de carga). En estos casos habrá que modificar el valor del peso-freno con la carga.

Si se considera un tren de mercancías con vagones vacíos y cargados, supuestos todos ellos iguales, su peso en vacío es 10 t, y se frenan al 70%, es decir, que $Q/P = 0,7$. Luego $Q = 7$ t, para que no se lleguen a bloquear las ruedas.

DESARROLLO

Si se carga el vehículo, aumentando el peso total hasta 30 t, y como Q , evidentemente no variará, permanece en 7 t. Por lo tanto, para el tren cargado se tiene $Q/P = 0,23$, en lugar de 0,7. Con estos valores la distancia de parada se alarga, concluyendo que el vagón cargado frena menos que el vacío.

Si se tiene una composición en la que hay vagones vacíos y cargados, pueden darse 3 casos:

- Los vagones cargados están al final del tren, por cual empujarán a los de cabeza, al frenar el tren.
- Los vagones cargados están al comienzo del tren, por lo que generarán esfuerzos de tracción en los ganchos.
- Los vagones cargados y vacíos están mezclados, por lo que se generarán tracciones y compresiones, calculables. [1]

4.4 Distancia de Parada.

Se trata de conocer qué condiciones ha de tener un vehículo para frenar en un perfil dado y a una velocidad dada, en una distancia L dada, que puede representar la separación entre señal avanzada y señal de parada.

Fórmula de Maison

Sea un conjunto de vehículos de P toneladas, locomotora incluida, rodando a una velocidad V (km/h), sobre un perfil de línea i mm/m (positiva para pendientes y negativa para rampas), y se trata de determinar el valor medio del peso-freno ficticio P' , o más exactamente el coeficiente de frenado medio (P'/P) necesario para obtener la parada del convoy en una distancia dada L . La energía cinética del tren es:

$$\frac{1}{2} \cdot \frac{1000}{9,81} \cdot P \cdot \frac{V^2}{3,6^2} + \frac{1}{2} \sum I \cdot \omega^2$$

El segundo término representa la energía cinética de las masas rotativas. M. Maison adopta el coeficiente 0,08 como relación entre la energía cinética de las masas rodantes y la energía cinética de las masas con movimiento lineal, por lo que el valor total de la energía cinética será:

$$1,08 \cdot \frac{1000 \cdot P \cdot V^2}{2 \cdot 9,8 \cdot 3,6^2} = 4,24 \cdot P \cdot V^2 \text{ (kgm)}$$

DESARROLLO

Esta energía cinética ha de ser absorbida por los trabajos realizados por los esfuerzos resistentes al recorrer la distancia L .

Los trabajos resistentes que provocan la deceleración son el producto de la distancia L por:

- El esfuerzo retardador del frenado, igual al producto del valor medio del peso freno ficticio P' (kg) por el coeficiente de adherencia.
- La resistencia a la rodadura: 3 kg/t
- La resistencia media aerodinámica entre la velocidad inicial V (km/h) y la parada:

$$6 \cdot V^2 \cdot 10^{-4} \left(\frac{kg}{t} \right)$$

- La fuerza debida al perfil:

$$1000 \cdot P \cdot \frac{-i}{1000} = -P \cdot i$$

Por lo tanto, se puede escribir:

$$4,24 \cdot P \cdot V^2 = L \cdot [1000 \cdot \mu \cdot P' + (3 + 6 \cdot 10^{-4} \cdot V^2 - i) \cdot P]$$

De donde:

$$\lambda = \frac{P'}{P} = \frac{1}{1000 \cdot \varphi} \cdot \left[\left(\frac{4,24}{L} - 0,0006 \right) \cdot V^2 - 3 + i \right]$$

M. Maison fija los valores del coeficiente φ a utilizar como los siguientes:

$$\varphi = 0,10 \text{ para pendientes inferiores al } 15\%$$

$$\varphi = 0,10 - 0,0013 \cdot (i-15) \text{ para pendientes superiores al } 15\%$$

La manera en que está expresada la fórmula de Maison, (elección del valor de φ , ley de resistencias al avance,...) hace que su dominio de validez quede limitado a las velocidades pequeñas. Pero, dentro de estos mismos límites, el valor medio del peso-freno ficticio instantáneo de un vehículo se identifica, con muy pequeña diferencia con su peso-freno de mercancías, tal y como se definió anteriormente.

En consecuencia la aplicación de esta metodología permite establecer, a partir de las distancias de frenado, aplicables a los trenes de mercancías, de acuerdo con las diferentes velocidades, diversas pendientes y para cualquier tonelaje remolcado, el peso-freno total a realizar en los vehículos frenados, para que la detención del convoy pueda obtenerse como máximo en 1000 m. La repartición del peso-freno total a lo largo del convoy, ha de hacerse de acuerdo con las prescripciones particulares tendentes a evitar la deriva en caso de rotura del gancho de tracción.

DESARROLLO

Fórmula de Pedeluq

Se usa en trenes de viajeros, y se adapta mejor a las altas velocidades que la fórmula de Maison, que llega a distancias de parada inferiores a las reales. A partir de los resultados de los ensayos realizados en 1957, M. Pedeluq, determina la distancia de parada en metros en función de:

- La velocidad (V) en km/h al comienzo del frenado.
- El perfil (i) en mm/m
- El coeficiente λ_p , cociente del total de los pesos-freno de los vehículos y el peso total del tren.

$$L = \frac{\alpha \cdot V^2}{1,094 \cdot \lambda_p + 0,127 - 0,23i \cdot \alpha}$$

Donde el coeficiente α es función de la velocidad, y varía entre 0,06 para 70 km/h y 0,075 para una velocidad de 160 km/h. Esta fórmula, válida para los pesos-freno de viajeros, determina las distancias de parada de un modo directo. [1]

4.5 Materiales.

4.5.1 Elección del Material de Trabajo.

El material utilizado para para los ferodos de los frenos de zapata de ferrocarril es el hierro fundido, más conocido como fundición gris. La fundición gris es uno de los materiales ferrosos más empleados y su nombre se debe a la apariencia de su superficie al romperse. Esta aleación ferrosa contiene en general más de 2% de carbono y más de 1% de silicio, además de manganeso, fósforo y azufre. Una característica distintiva del hierro gris es que el carbono se encuentra en general como grafito, adoptando formas irregulares descritas como “hojuelas”. Este grafito es el que da la coloración gris a las superficies de ruptura de las piezas elaboradas con este material.

Las propiedades físicas y en particular las mecánicas varían dentro de amplios intervalos respondiendo a factores como la composición química, rapidez de enfriamiento después del vaciado, tamaño y espesor de las piezas, práctica de vaciado, tratamiento térmico y parámetros microestructurales como la naturaleza de la matriz y la forma y tamaño de las hojuelas de grafito.

DESARROLLO

En los Estados Unidos la clasificación más difundida para el hierro gris es la ASTM International A48, esta clasifica a la fundición gris dentro de clases dependiendo de su resistencia a la tracción.

La fundición gris clase 20 tiene una resistencia a la tracción mínima de 20000 psi (aproximadamente 140,000 kPa). Además la clase 20 tiene alto contenido en carbono equivalente y una matriz ferrítica. Las fundiciones con alta resistencia a la tracción, por encima de la clase 40, tienen un bajo contenido en carbono equivalente y una matriz perlítica-ferrítica. El hierro gris por encima de la clase 40 requiere de aleación para lograr el fortalecimiento de la solución sólida y de tratamiento térmico para modificar la matriz, mientras que la clase 80 es la clase más alta posible, pero es en extremo frágil.

La Fundición gris es una aleación común en la ingeniería debido a su relativo bajo costo y buena maquinabilidad, lo que es resultado de las bandas de grafito que lubrican el corte y la viruta. También tiene buena resistencia al desgaste, debido a que las "hojuelas" de grafito sirven de autolubricante. La fundición gris posee una rotura frágil, es decir, no es dúctil, por lo que no presenta deformaciones permanentes importantes antes de llevarla a su tensión de rotura: no es tenaz. Al tener una alta tensión de rotura, pero baja ductilidad, casi toda su curva de tensión alargamiento presenta muchas zonas en donde las tensiones son proporcionales a las deformaciones: tiene mucha resiliencia, es decir, capacidad de absorber trabajo en el período elástico o de deformaciones no permanentes. El silicio promueve una buena resistencia a la corrosión e incrementa la fluidez de la colada de fundición, la fundición gris es considerada, generalmente, fácil de soldar.

Por lo descrito anteriormente, hemos elegido la fundición gris Clase 20 según la norma ASTM A48, como material para los ferodos de nuestro estudio. [8-11]

MATERIAL DE TRABAJO	
Norma ASTM	Fe20
Norma EN 1560	EN-JL 1020
Resistencia a la Tracción R_m	150-250 Mpa
Límite Elástico $R_{p0.2}$	98 a 165 Mpa
Intervalos de Durezas	125-205 HB
Alargamiento	0,8 a 0,3 %
Resistencia a la Compresión σ_{db}	600 Mpa
Módulo de Elasticidad E metalográfica	78 a 103 Gpa
Estructura Predominante	Ferrita-Perlita

Tabla 1. Propiedades del material de trabajo.

4.6 Diseño de Piezas en Solid Edge.

4.6.1 Diseño de la Rueda.

Solid Edge es una herramienta que nos permite reproducir fielmente el diseño de nuestra rueda gracias a las múltiples e intuitivas herramientas que posee. Para ello, comenzaremos el diseño de nuestra rueda seleccionando la opción “Protrusión por Revolución” de la barra de operaciones. Posteriormente, realizaremos el diseño de la misma fijando las líneas de dibujo en el plano XY.

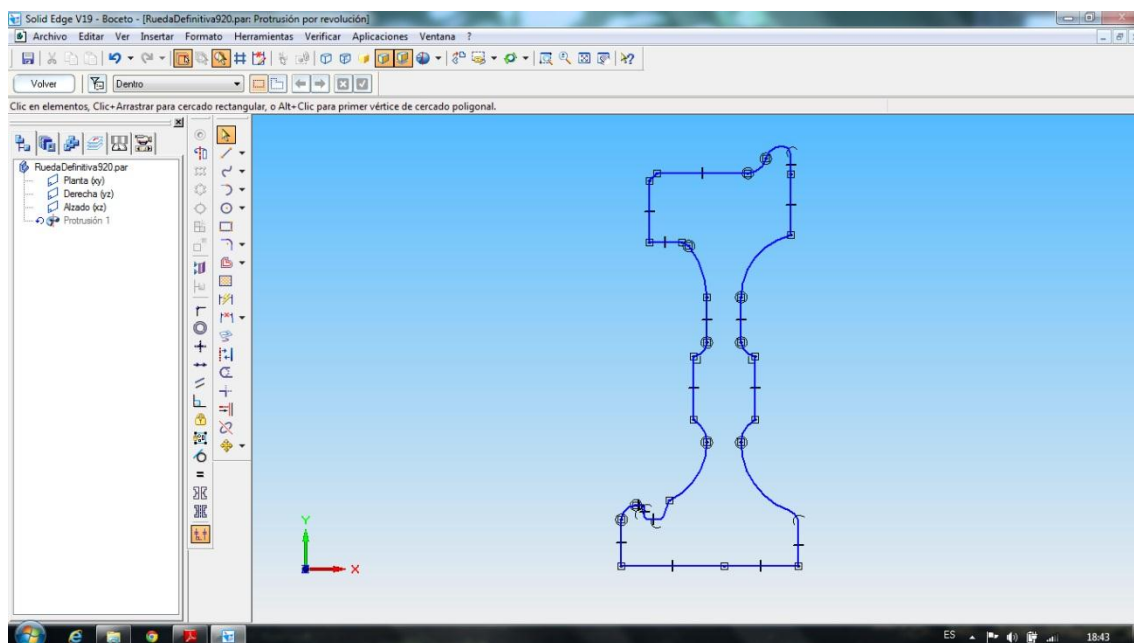


Figura 66. Perfil Rueda en plano XY

Es conveniente destacar, la importancia de los radios de acuerdo y redondeos realizados en los cambios de sección, ya que estos puntos pueden dar lugar a zonas críticas de concentración de tensiones. En nuestro caso, prestaremos especial atención a la zona de contacto entre el ferodo y la banda de rodadura.

DESARROLLO

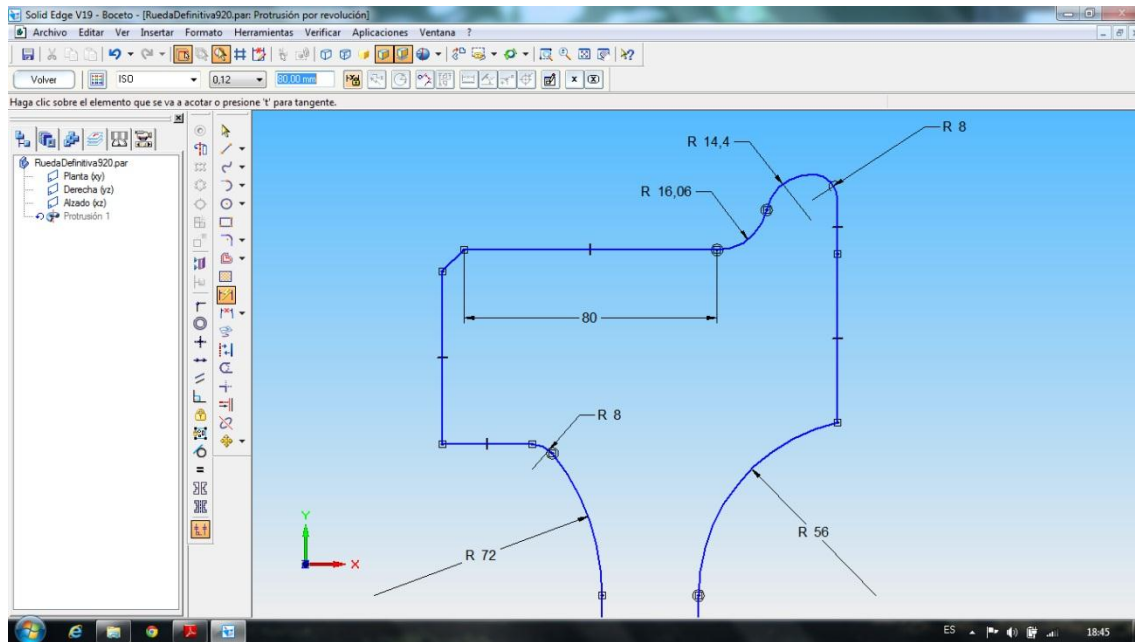


Figura 67. Perfil Rueda. Radios de acuerdo y cambios de sección.

Después, haciendo uso de los comandos de acotación, comprobamos que las medidas son correctas y coincidentes con las indicadas en el plano.

Seguidamente, se debe establecer cuál será el eje de revolución así como su situación en el plano XY. Para ello se utilizará el comando “Eje de Revolución” y se seleccionará una línea del dibujo, la cual será considerada como tal.

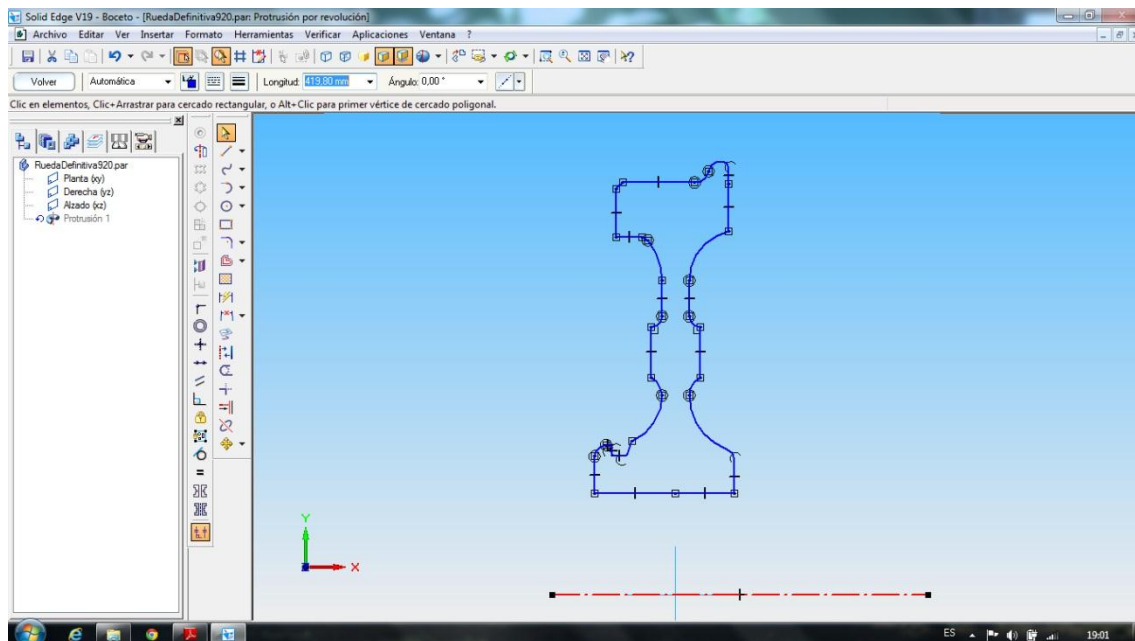


Figura 68. Perfil Rueda con eje de revolución.

Por último, procederemos a realizar una protrusión por revolución.

DESARROLLO

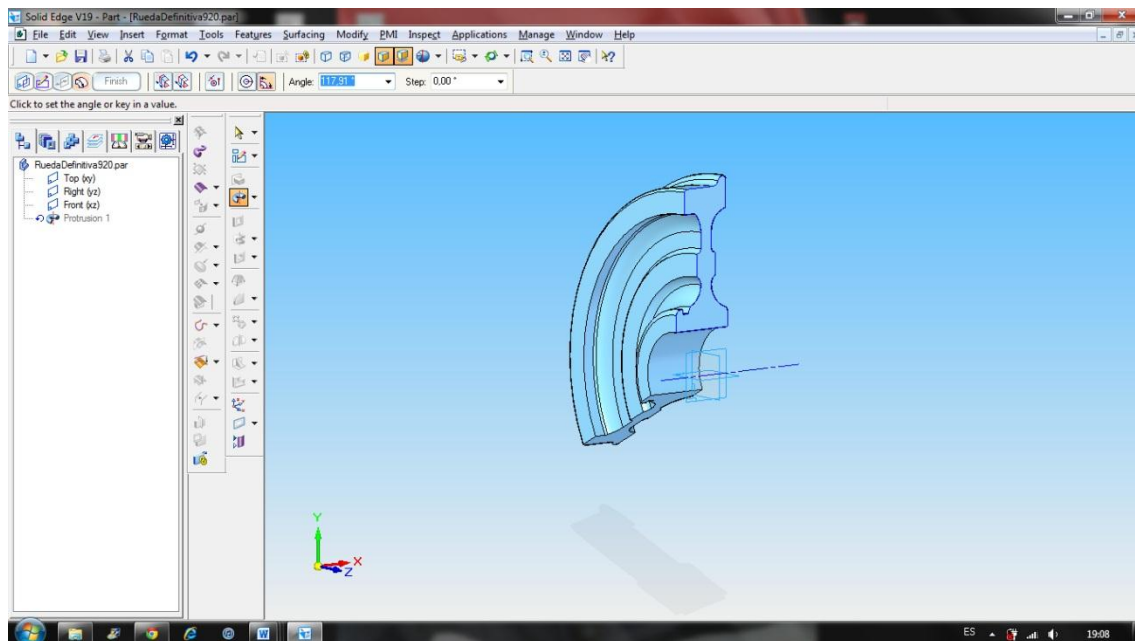


Figura 69. Protrusión Rueda por revolución.

Con esto, y tras hacer clic en finalizar tenemos modelada la rueda en su totalidad.

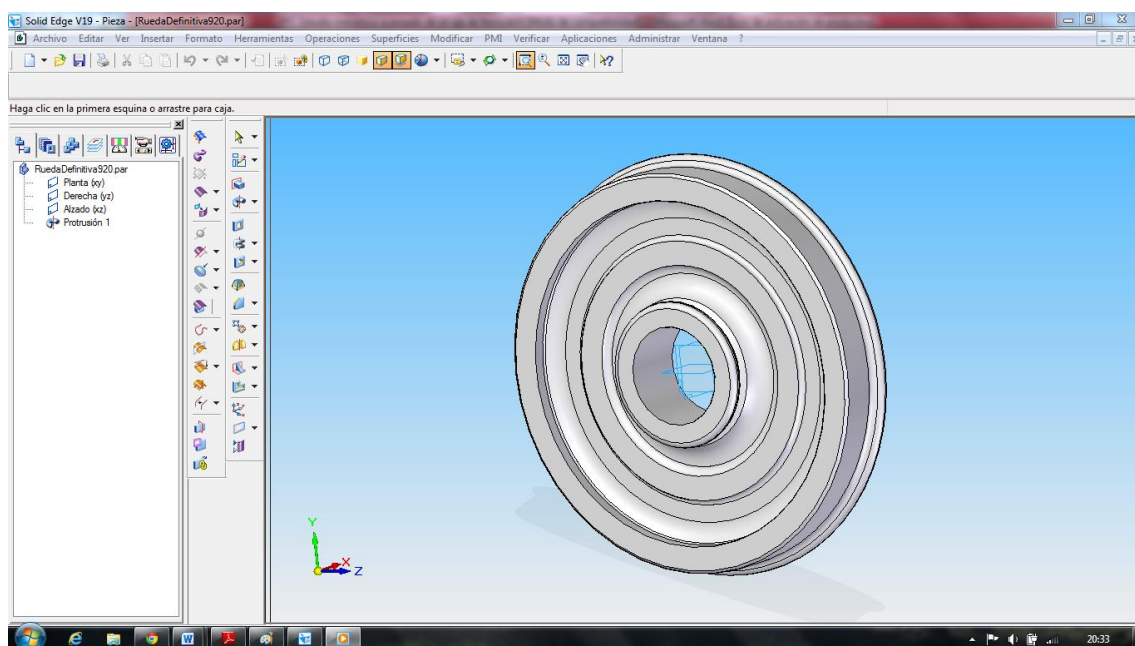


Figura 70. Rueda Terminada.

DESARROLLO

4.6.2 Diseño del Ferodo.

Para el diseño del ferodo se utilizará la opción “Protrusión” de la barra de operaciones, y se realizará el dibujo de la misma sobre el plano XY.

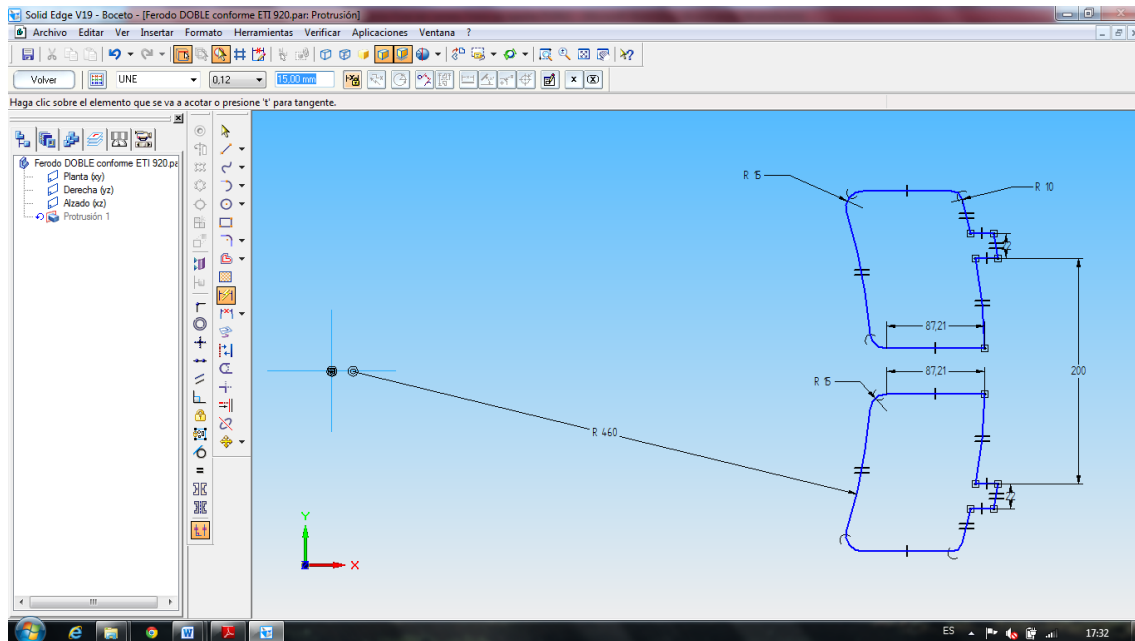


Figura 71. Perfil Ferodo en plano XY.

Como se puede observar en la figura anterior, se han tenido en cuenta los redondeos marcados en el plano del ferodo, que evitan zonas de concentraciones de tensiones en el proceso de frenado. Además, es importante recalcar, que el diseño del ferodo cumple con las dimensiones mínimas y máximas establecidas en la ETI (Especificaciones Técnicas de Interoperabilidad).

Así pues, para completar el espesor del ferodo, procedemos a realizar la protrusión de la siguiente manera:

DESARROLLO

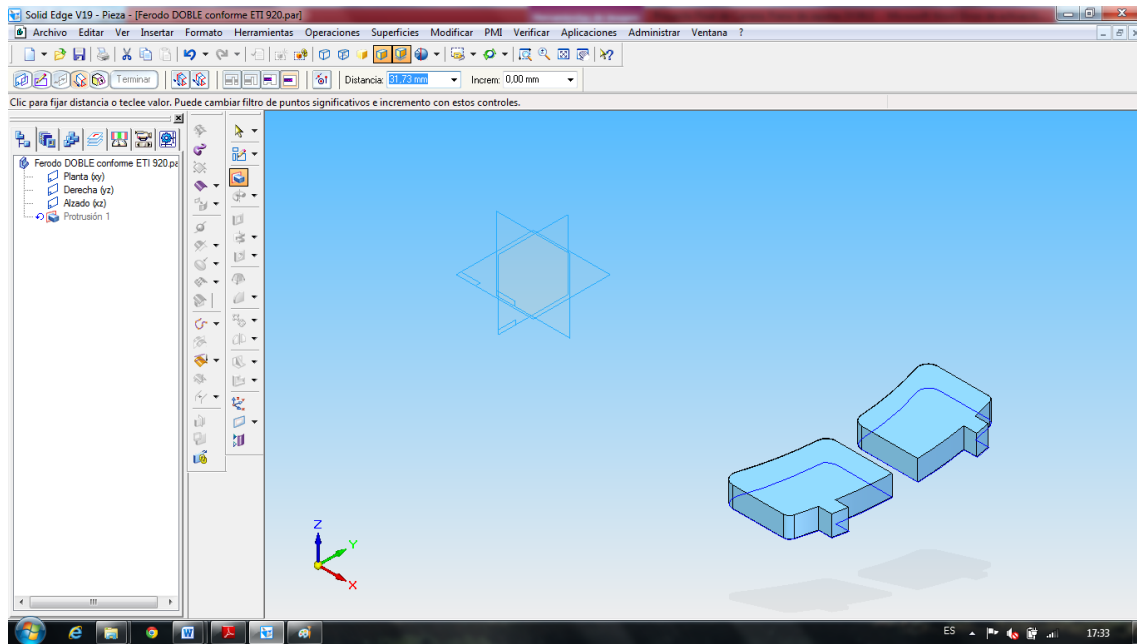


Figura 72. Protrusión del Ferodo.

Finalmente se obtiene el ferodo terminado.

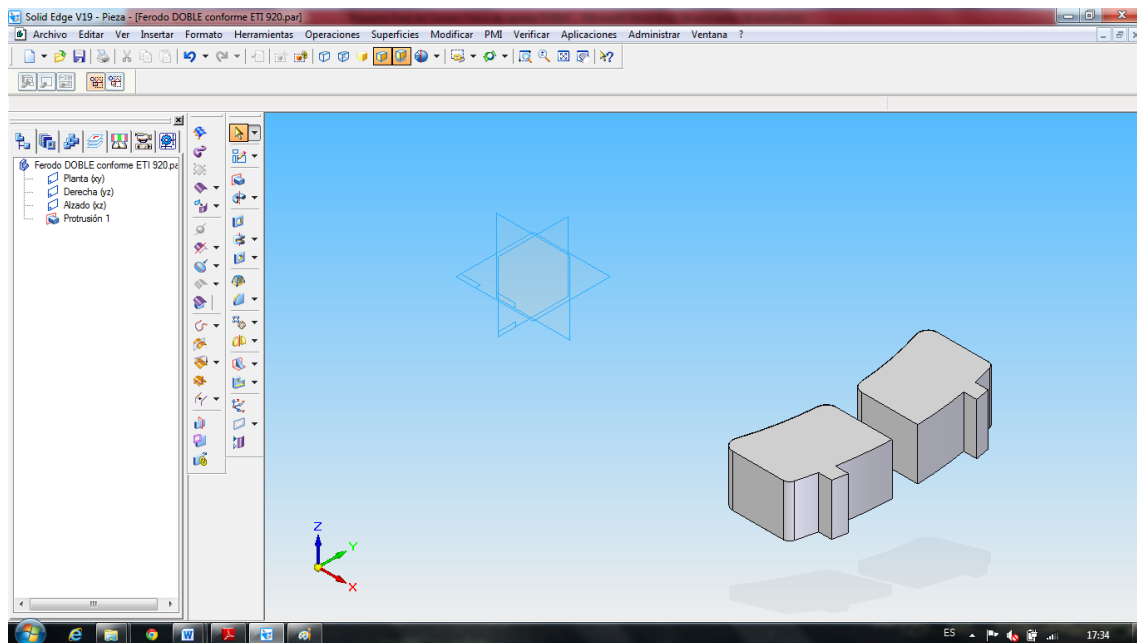


Figura 73. Ferodo Terminado.

5. ENSAYOS CON PRO/ENGINEER

Capítulo 5

Ensayos con Pro/Engineer.

5.1 Implementación del Modelo en Pro/Engineer.

5.1.1 Suposiciones para el Cálculo.

Como ya se ha explicado en el capítulo 4 “Conceptos Previos” apartado 4.1.2 “Características del Frenado”, se tiene que el coeficiente de rozamiento entre la rueda y el carril es de aproximadamente 0,20. Debido a esto, se llega a que la deceleración máxima que puede alcanzarse es de 2 m/s^2 , lo que requeriría un tiempo de 14 segundos para frenar un tren a 100 km/h, admitiendo una deceleración constante, e igual al máximo.

Por este motivo, se puede afirmar que las prescripciones del frenado son las que en realidad limitan la velocidad a la que pueden circular los trenes, puesto que para un determinado perfil de vía, existe una relación entre la velocidad, el esfuerzo de frenado y la distancia de parada.

Para la realización de nuestros ensayos hemos tomado las siguientes suposiciones:

- Tren de viajeros compuesto de 15 coches.
- Cada coche tiene un peso de 45 t y está formado por dos bogies.
- Un bogie contiene dos ejes que a su vez tienen dos ruedas cada uno.
- La velocidad máxima será de 120 km/h.
- Cada rueda es frenada por dos zapatas que actúan en la misma dirección y tienen sentidos contrarios, tal y como se muestra en la Figura 64 “Teoría general del frenado en llanta”
- Fuerza máxima de frenado (Q): 4,5 t.

Así pues, para determinar el peso-freno del convoy objeto de nuestro estudio se tiene que el coeficiente de frenado λ viene dado por la siguiente expresión:

$$\lambda = \frac{\sum p}{\sum P}$$

ENSAYOS CON PRO/ENGINEER

$$\lambda = \frac{\sum p}{\sum P} = \frac{4,5 \text{ t} \cdot 8 (\text{ruedas}) \cdot 15 (\text{coches})}{45 \text{ t} \cdot 15 (\text{coches})} = 0.8$$

Para determinar la distancia de parada de los 15 coches circulando a velocidad máxima (120 km/h), una vez definido el coeficiente de frenado, extrapolamos el valor de la gráfica experimental siguiente:

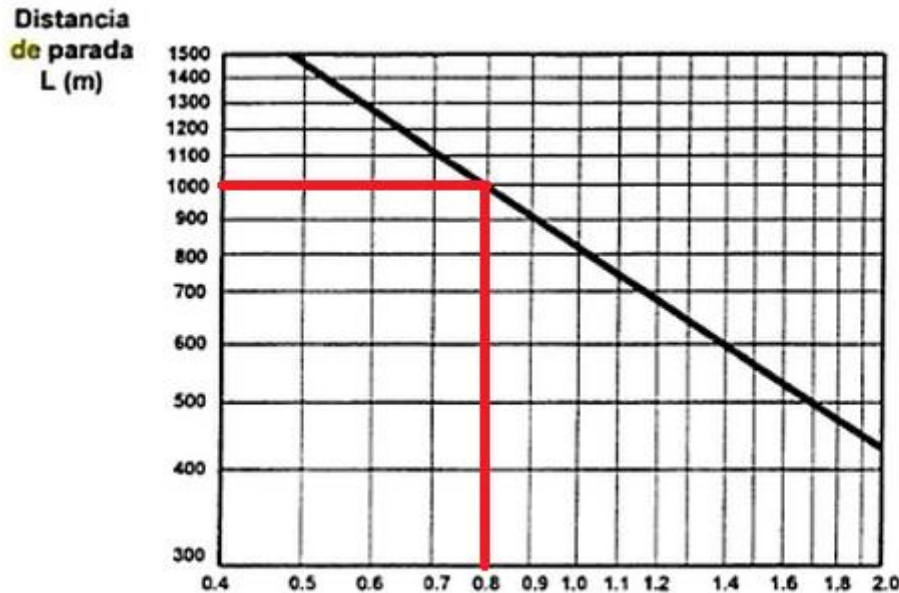


Figura 74. Ensayo de frenada de un tren de 60 ejes, a una velocidad inicial 120 km/h

Por lo tanto, se obtiene una distancia de parada de 1000 m. Estando de esta manera conforme con las Especificaciones Técnicas de Interoperabilidad (ETI).

Para el estudio de las cargas que afectan al ferodo, tomaremos como hipótesis que nunca se llegará al deslizamiento en la frenada, es decir, no existirá una velocidad relativa entre la rueda y el carril, en el punto de contacto entre ambos. Para comprobarlo, suponemos despreciables las resistencias totales al avance del tren, para deceleraciones importantes. Es así como llegamos a la siguiente inecuación:

$$Q \cdot \mu_z \leq \mu \cdot P$$

Si no se cumple esta inecuación, se supera el límite de adherencia entre la rueda y el carril, llegando al bloqueo de la rueda. Situación debida a las dos causas anteriormente explicadas. Siendo objeto principal de nuestro estudio la primera de ellas, el coeficiente de rozamiento entre zapata y rueda:

$$\mu_z = \frac{0,33}{1 + 0,02 \cdot V}$$

ENSAYOS CON PRO/ENGINEER

Primeramente analizaremos el caso límite para el cual se produce deslizamiento:

$$Q \cdot \mu_z \leq \mu \cdot P$$

Sabiendo que:

$$\mu = 0,20$$

$$P = \frac{45 \text{ t}}{8} = 5,625 \text{ t}$$

$$Q = 4,5 \text{ t}$$

Despejando:

$$\mu_z \leq \frac{0,20 \cdot 5,625 \text{ t}}{4,5 \text{ t}} = 0,25$$

Para comprobar a qué velocidad llegamos al caso límite:

$$\mu_z = \frac{0,33}{1 + 0,02 \cdot V}$$

$$V = \frac{\left(0,33/\mu_z\right) - 1}{0,02} = 16 \frac{km}{h}$$

Sabiendo para qué velocidad hay que disminuir el esfuerzo ejercido por las dos zapatas, el rango de velocidades objeto de nuestro estudio serán los siguientes:

Velocidad (km/h)	μ_z	μ	P (t)	Q (t)	$Q \cdot \mu_z \leq \mu \cdot P$	Comprobación
120	0,097	0,20	5,625	4,5	$0,436 \leq 1,125$	Ok
100	0,110	0,20	5,625	4,5	$0,495 \leq 1,125$	Ok
80	0,127	0,20	5,625	4,5	$0,572 \leq 1,125$	Ok
60	0,150	0,20	5,625	4,5	$0,675 \leq 1,125$	Ok
40	0,183	0,20	5,625	4,5	$0,824 \leq 1,125$	Ok

Tabla 2. Valores del coeficiente de rozamiento en función de la velocidad

5.1.2 Implementación de los casos en Pro/Engineer.

Como nuestro ferodo ya está diseñado correctamente en *Solid Edge* realizaremos la importación del diseño previo para amoldarse a nuestro nuevo software de trabajo. Para ello guardaremos nuestra antigua pieza .PAR con una nueva extensión: .STP

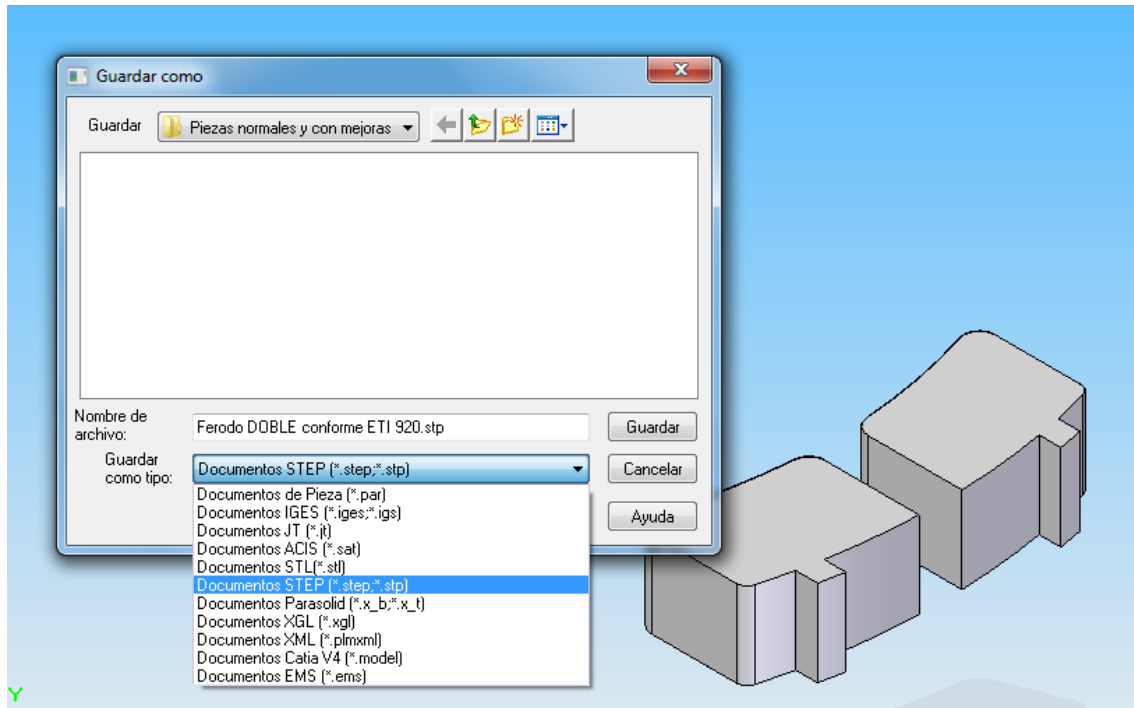


Figura 75. Conversión de .PAR a .STEP

Tras haber guardado desde *Solid Edge* en formato .stp la pieza, abrimos el software *Pro/Engineer* y pulsamos en “Fichero/Abrir” y buscamos los archivos con dicha extensión. Una vez seleccionado nuestro ferodo nos aparecerá la siguiente ventana:

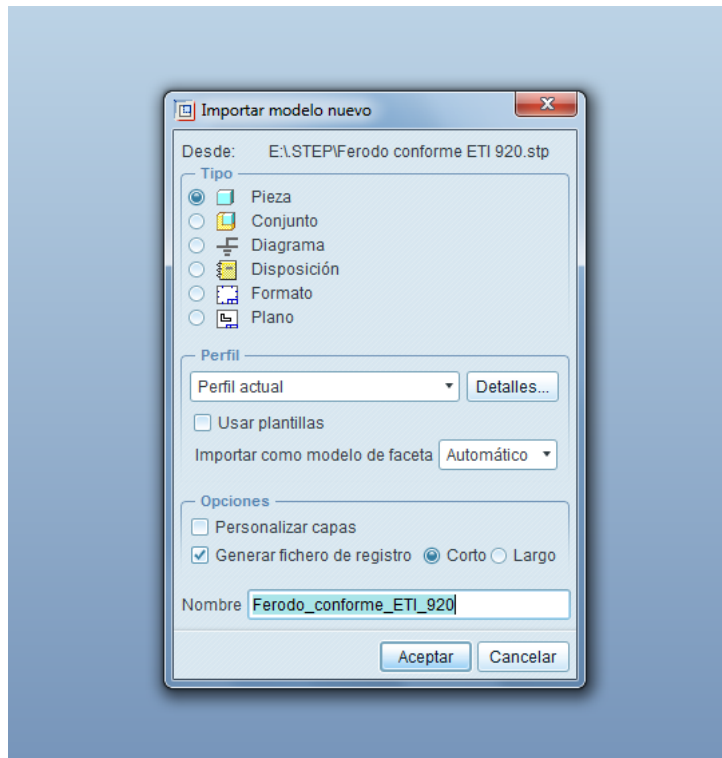


Figura 76. Ventana de Importación modelo nuevo

Elegimos Pieza como tipo de modelo y nombramos la misma. Esta acción se realizará cada vez que importemos un nuevo diseño a *Pro/Enginner*.

Inicialmente este software arranca por defecto en el menú de diseño. Para cambiar al menú mecánica pulsamos en “Aplicaciones/Mechanica”.

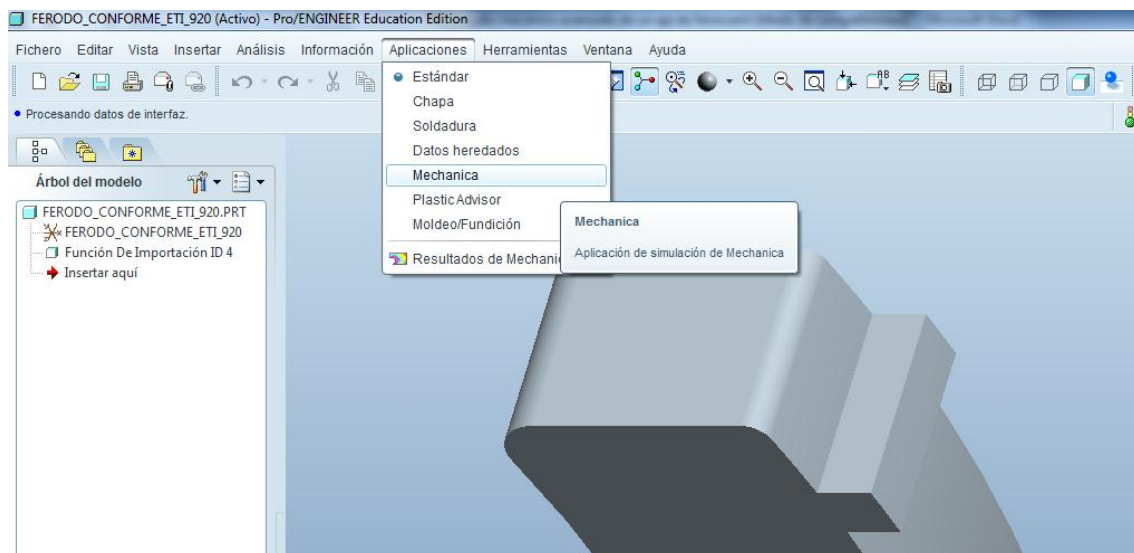


Figura 77. Ventana Aplicaciones/Mechanica

Pro/Engineer nos da la opción de realizar un análisis estructural o térmico de la pieza. En nuestro caso, comenzaremos realizando un análisis estructural.

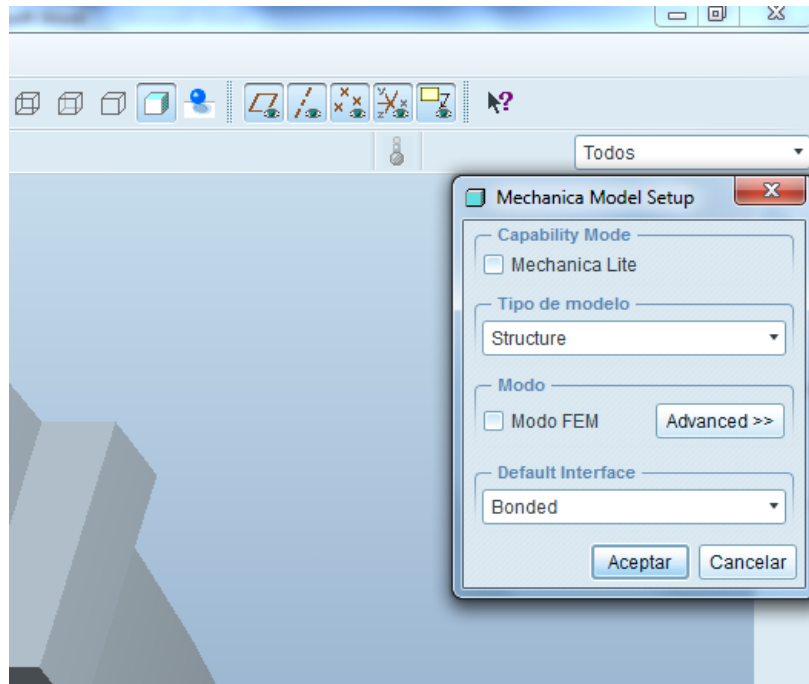


Figura 78. Ventana Menú tipo de modelo

Para continuar nuestro trabajo continuaremos asignando el material de constitución de nuestra pieza. Para ello pulsamos en “Propiedades/Materiales” y crearemos un material nuevo que cumpla con nuestras exigencias.

Comenzaremos creando un material de fundición básico que nos sirva de punto de partida del estudio.

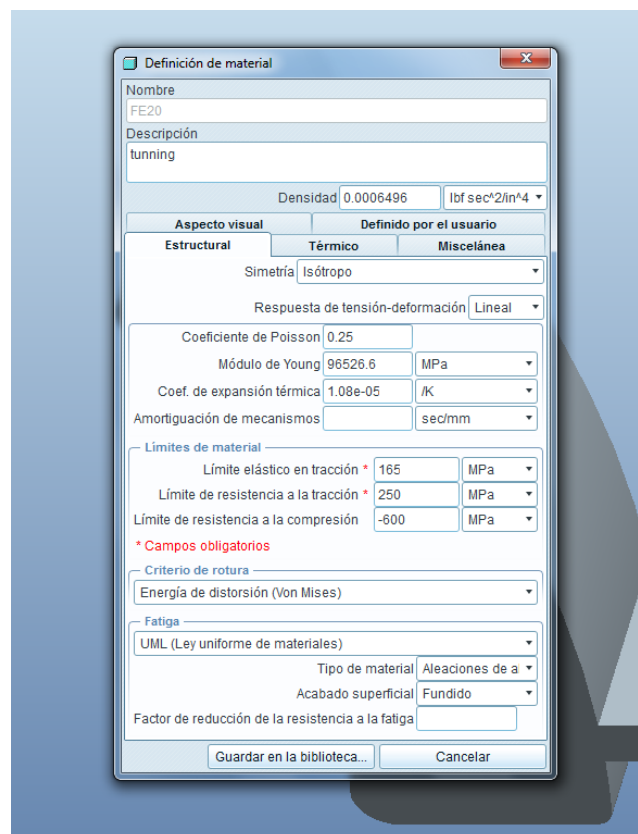


Figura 79. Ventana Definición de material.

ENSAYOS CON PRO/ENGINEER

Tras esto, pinchamos en “Propiedades/Asignación de materiales” y elegimos el material objeto de nuestro estudio.

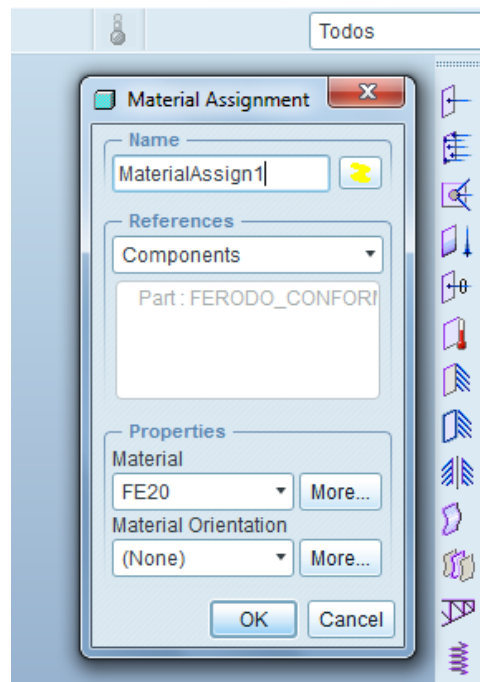


Figura 80. Ventana de asignación de material.

A continuación se realizará el mallado de la pieza con el comando “Mesh”.

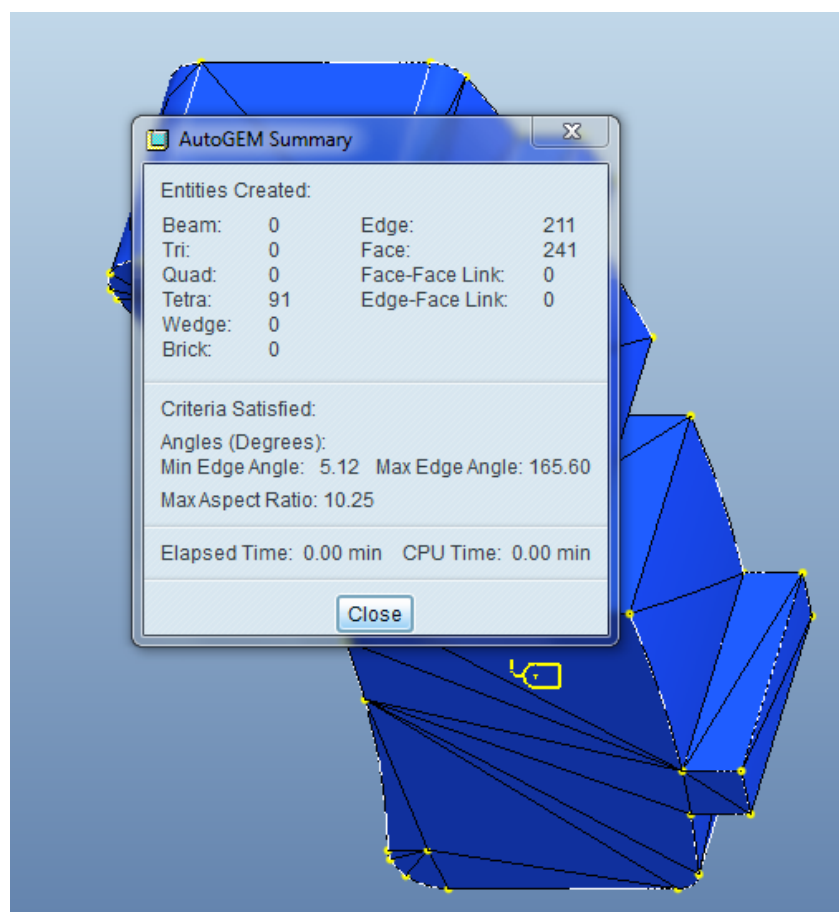


Figura 81. Mallado de la pieza.

ENSAYOS CON PRO/ENGINEER

Posteriormente procederemos a definir las restricciones de desplazamiento en las zonas en contacto con el portazapatas. Para ello pulsamos en “Insertar/Restricción de desplazamiento”. Impondremos la condición de empotramiento en los anclajes del ferodo al portazapatas, mientras que en el resto de la superficie en contacto con el portazapatas, únicamente verá restringido el desplazamiento en vertical y en perpendicular a la dirección de avance (eje X y Z).

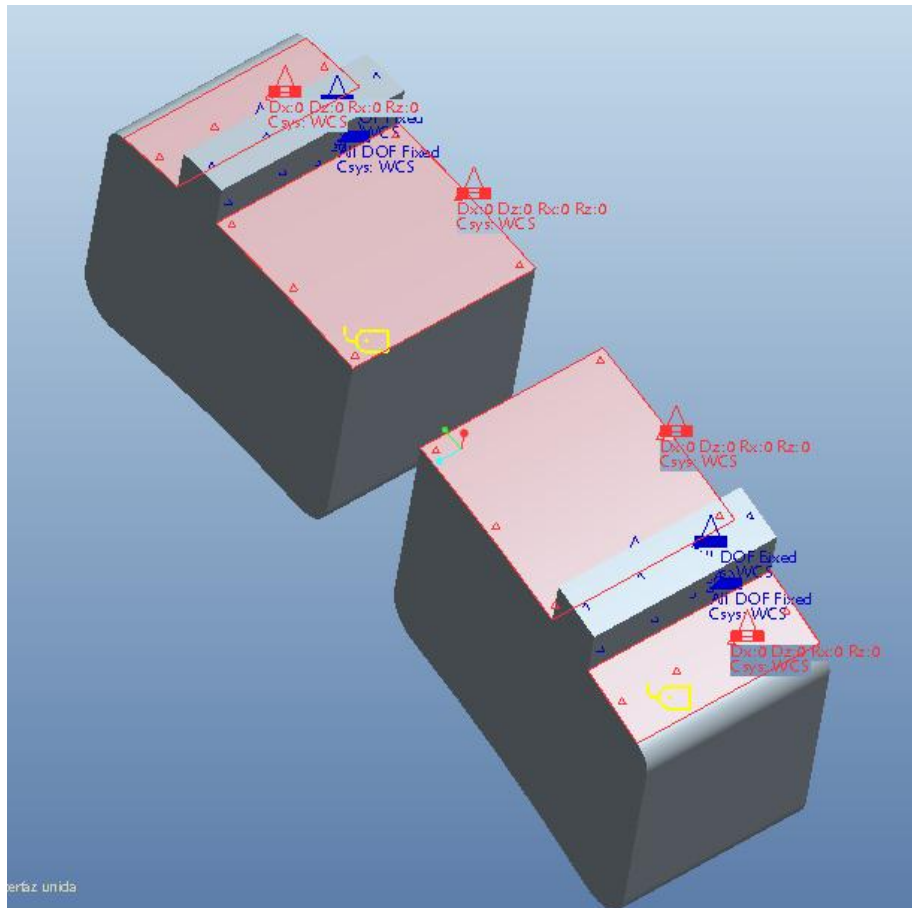


Figura 82. Restricciones de desplazamiento

5.2 Estudios Estáticos.

Una vez definidas las condiciones de contorno, en lo que a material y restricciones de desplazamiento se refiere, pasamos a analizar en profundidad los esfuerzos que deben soportar los distintos ferodos. En nuestro caso, todos los estudios se realizarán bajo la suposición de freno en uso, lo que implica una distribución de presiones uniforme a lo largo de toda la superficie de contacto, ya que la conicidad de la rueda en la superficie de contacto ferodo-rueda es prácticamente inexistente. Por tanto, a efectos de cálculo, se puede decir que la zona de contacto entre ambas superficies es plana.

Componente Normal del esfuerzo ejercido por el ferodo sobre la rueda.

La componente normal del esfuerzo ejercido por el ferodo sobre la rueda, produce una carga de presión uniformemente distribuida. Es por esto, que es preciso conocer el área que se corresponde con la zona de contacto. Para ello, es necesario, ver cuál es el ángulo abarcado por el ferodo. Con esto y con el valor, tanto del radio como del ancho del ferodo, es posible hallar la presión que ejerce la fuerza normal de accionamiento, una vez conocido el valor de Q .

$$L_{Total} = 2 \cdot L = 2 \cdot (\alpha \cdot r) = 2 \cdot \left(\frac{271}{3600} \cdot \pi \text{ rad} \cdot 460 \text{ mm} \right) = 2 \cdot 108,8 \text{ mm}$$

$$L_{Total} = 217,6 \text{ mm}$$

$$A_{Total} = L_{Total} \cdot a = 217,6 \text{ mm} \cdot 80 \text{ mm} = 17405,8 \text{ mm}^2$$

$$Q = 4,5 \text{ t} \rightarrow Q/2 = 2,25 \text{ t (un ferodo)} = 2,25 \cdot 10^3 \text{ kg} \cdot 9,8 \text{ m/s}^2 = 22050 \text{ N}$$

$$P = \frac{Q/2}{A} = \frac{22050 \text{ N}}{17405,8 \text{ mm}^2} = 1,267 \text{ MPa}$$

Componente Tangencial del esfuerzo ejercido por el ferodo sobre la rueda.

La componente tangencial se produce a causa del rozamiento existente entre el ferodo y la rueda. Esta componente será variable en valor, debido a que μ_z es función inversa de la velocidad, pero constante a lo largo del ferodo. Al introducir el valor de esta carga en *Pro/Engineer* simplemente tenemos que seleccionar la superficie afectada.

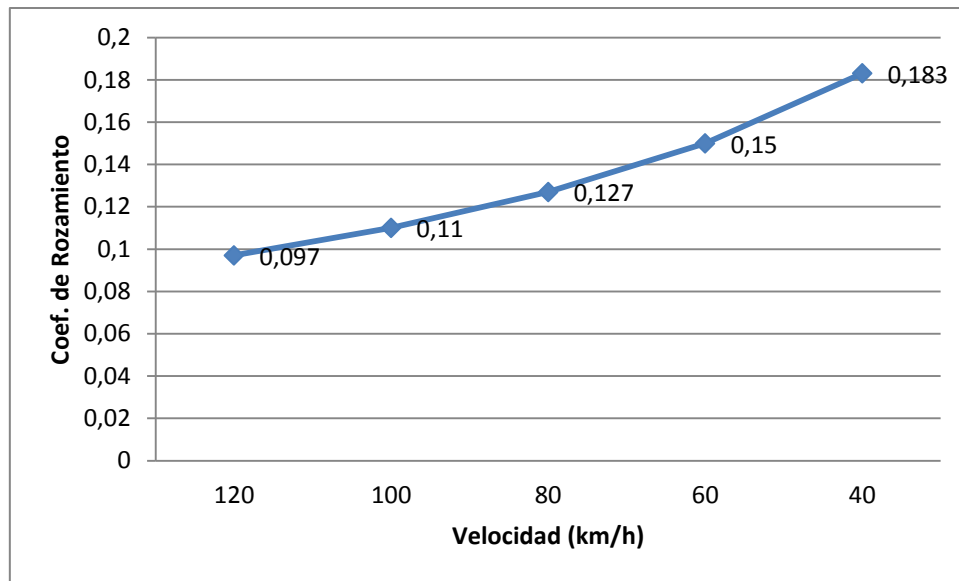


Figura 83. Gráfica variación del coeficiente de rozamiento frente a velocidad

Velocidad (km/h)	μ_z	Q (t)	$F_t = (Q/2) \cdot \mu_z$ (N)
120	0,097	4,5	2138,85
100	0,11	4,5	2425,5
80	0,127	4,5	2800,35
60	0,15	4,5	3307,5
40	0,183	4,5	4035,15

Tabla 3. Valores de la Fuerza tangencial

5.2.1 Caso 1. Ferodo Doble conforme ETI.

En este apartado entraremos a evaluar la distribución de tensiones para el caso del ferodo doble mediante un nuevo análisis estático. Analizaremos las tensiones máximas en el ferodo, y las tensiones medias en la superficie de contacto a distintas velocidades sin llegar al bloqueo de la rueda.

- **Material:** Fe 20
- **Velocidad:** 120 km/h.
- **F_t :** 2138,85 N

Seguidamente introduciremos en *Pro/Engineer* los esfuerzos a los que está sometido el ferodo:

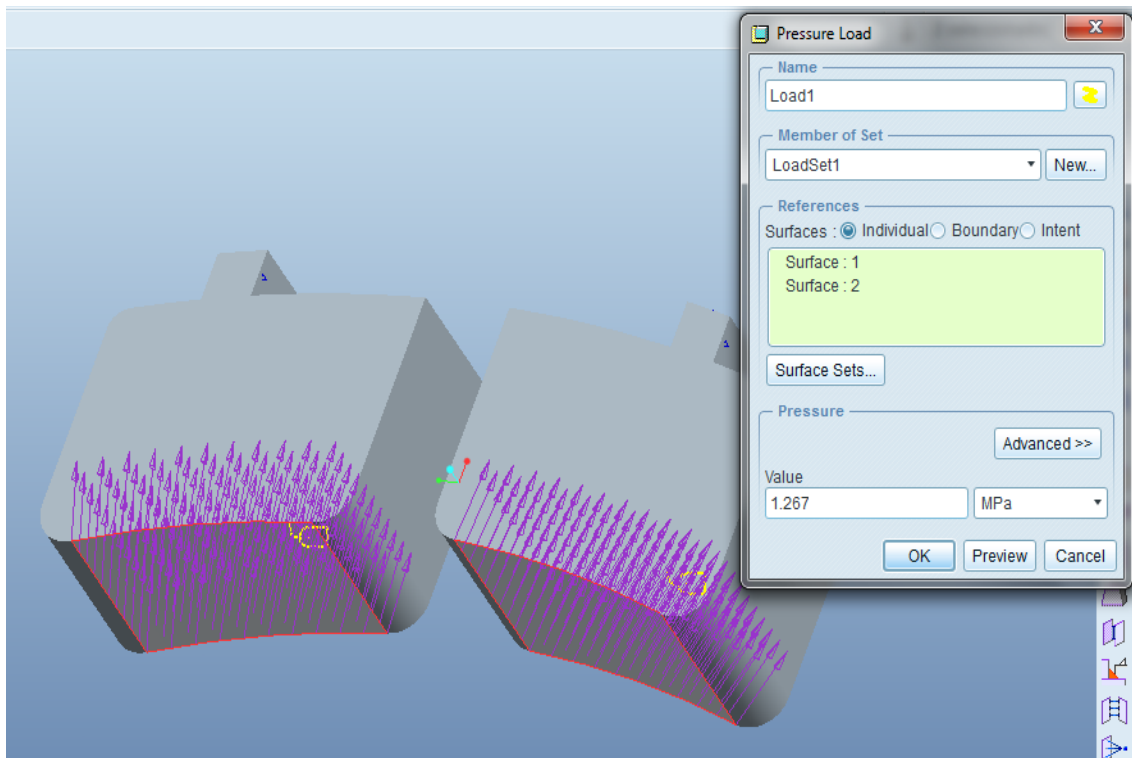


Figura 84. Distribución de presiones en el ferodo en el caso 1.

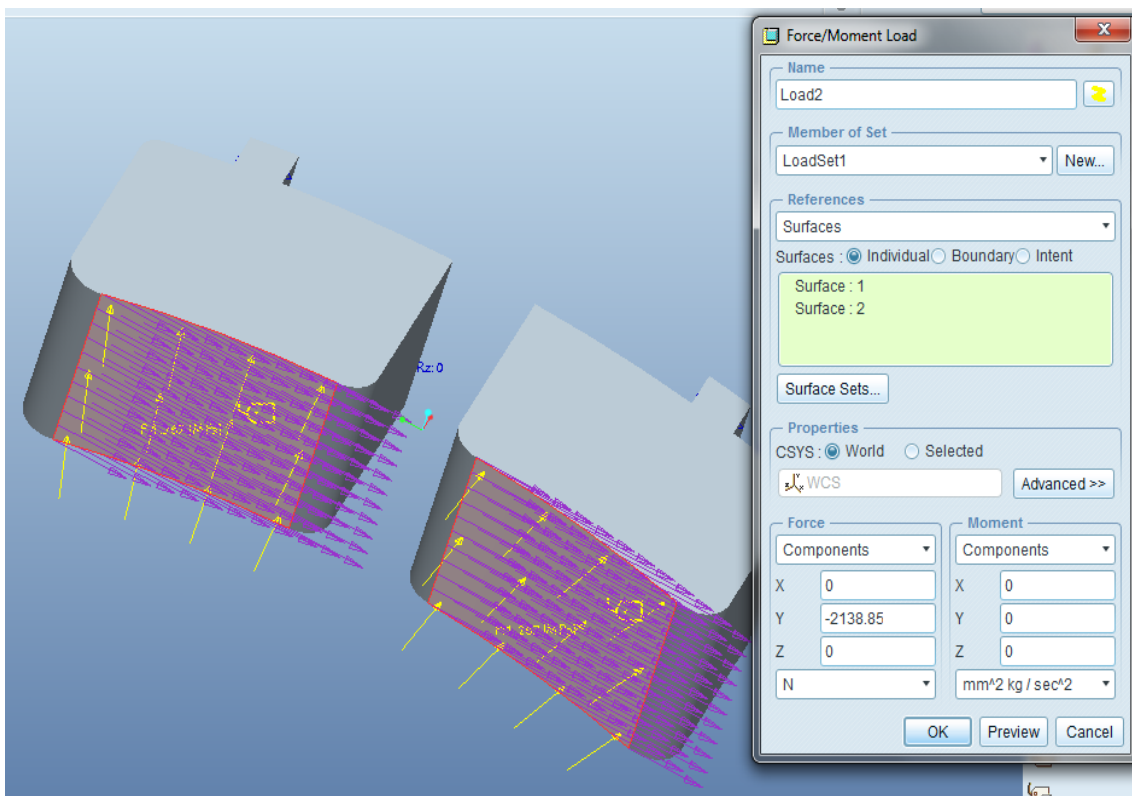


Figura 85. Componente tangencial del esfuerzo de frenado en el caso 1.

ENSAYOS CON PRO/ENGINEER

A continuación, procedemos a realizar el ensayo estático con *Pro/Engineer*. Para ello, comenzamos pulsando en “Análisis/Análisis-Estudios de Mecánica”. Después pulsamos en “File/New Static”, donde deberemos elegir los Sets de Carga y Restricciones que hemos creado.

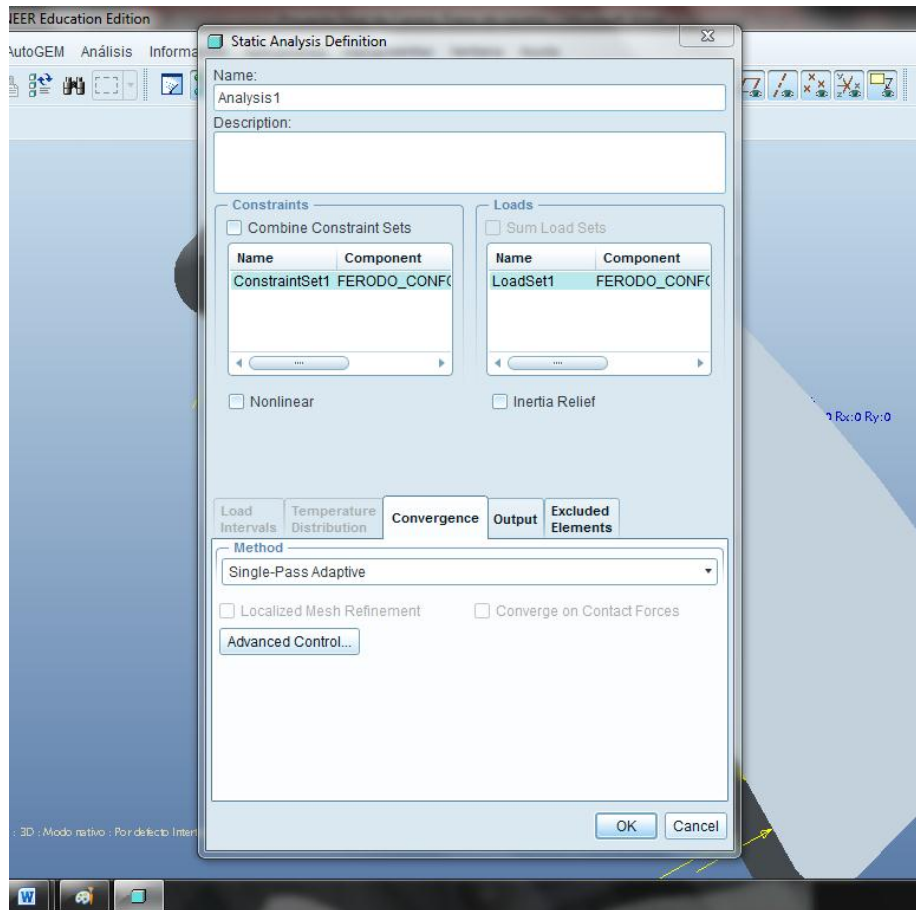


Figura 86. Ventana de definición del análisis estático en el caso 1.

Pinchando en el botón "Configure Run Settings" podemos seleccionar el directorio en el que se ubicaran los archivos temporales y los archivos de salida procedentes de los análisis. Es importante definir un directorio de trabajo en el que alojar la información que nos proporcione el software.

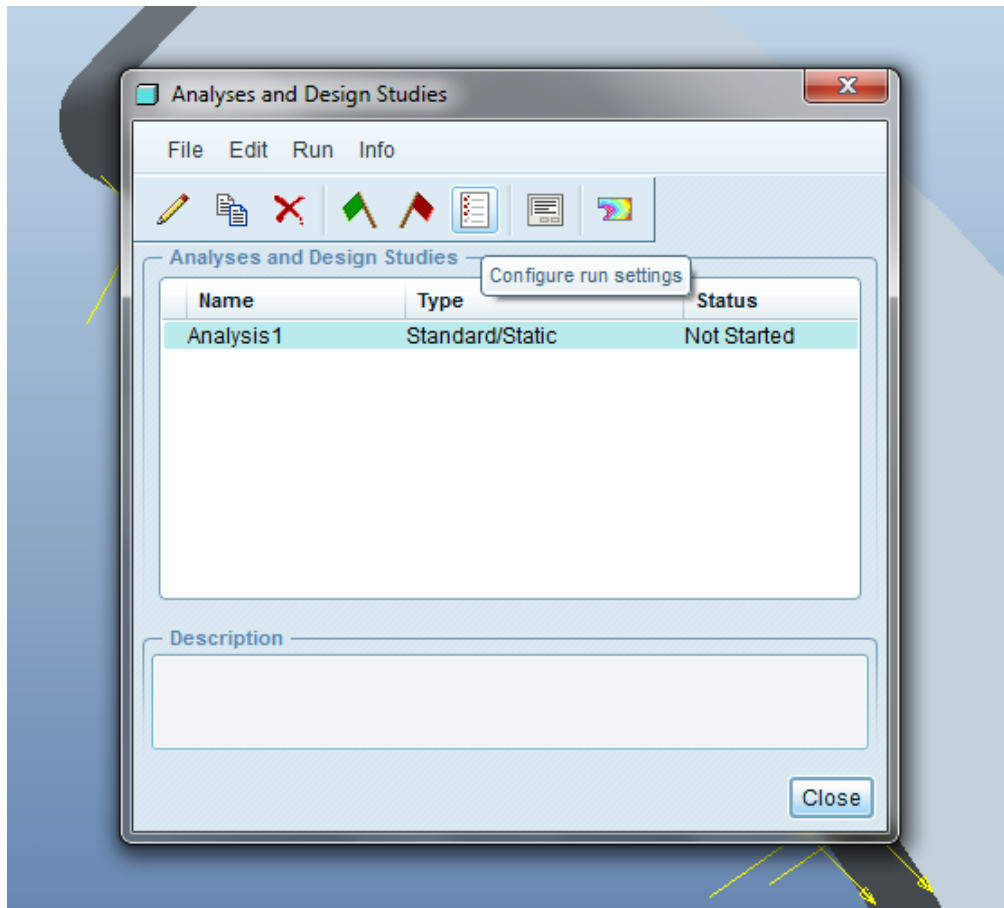


Figura 87. Ventana Análisis y Estudios de diseño en el caso 1

Tras pulsar en "Start Run" el software comienza a analizar el modelo con las condiciones elegidas.

Finalmente, *Pro/Engineer* logra llegar a la solución, pinchando con el ratón en "Run Status Display" podemos obtener un resumen de los resultados más significativos.

```
Principal System of Units: millimeter Kilogram Sec (mmKs)

Length:      mm
Mass:        kg
Time:        sec
Temperature: C

Model Type: Three Dimensional

Points:      63
Edges:       211
Faces:       241

Springs:     0
Masses:      0
Beams:       0
Shells:      0
Solids:      91
Elements:    91
```

Figura 88. Resumen de análisis en el caso 1.

ENSAYOS CON PRO/ENGINEER

En este sumario podemos observar que el análisis ha dividido el modelo en 91 elementos tipo Solid, 63 puntos, 211 bordes, y 241 caras. También nos muestra un resumen de los valores más significativos del estudio (desplazamientos, tensiones, etc.).

Measures:	
max_beam_bending:	0.000000e+00
max_beam_tensile:	0.000000e+00
max_beam_torsion:	0.000000e+00
max_beam_total:	0.000000e+00
max_disp_mag:	2.143135e-03
max_disp_x:	1.357292e-03
max_disp_y:	-1.652876e-03
max_disp_z:	1.612464e-04
max_prin_mag:	-7.675275e+03
max_rot_mag:	0.000000e+00
max_rot_x:	0.000000e+00
max_rot_y:	0.000000e+00
max_rot_z:	0.000000e+00
max_stress_prin*:	1.859901e+03
max_stress_vm*:	4.615468e+03
max_stress_xx:	-7.293325e+03
max_stress_xy*:	2.314218e+03
max_stress_xz:	1.476698e+03
max_stress_yy:	-4.856714e+03
max_stress_yz*:	5.168828e+02
max_stress_zz:	-2.920863e+03
min_stress_prin*:	-7.675275e+03
strain_energy:	1.418568e+04

Figura 89. Resumen de los valores del análisis del caso 1 a 120 km/h.

Pulsando en el icono de la derecha "Review results of a design study" entramos en el menú de resultados personalizado. En él podremos hallar resultados específicos y recreaciones 3D de los resultados.

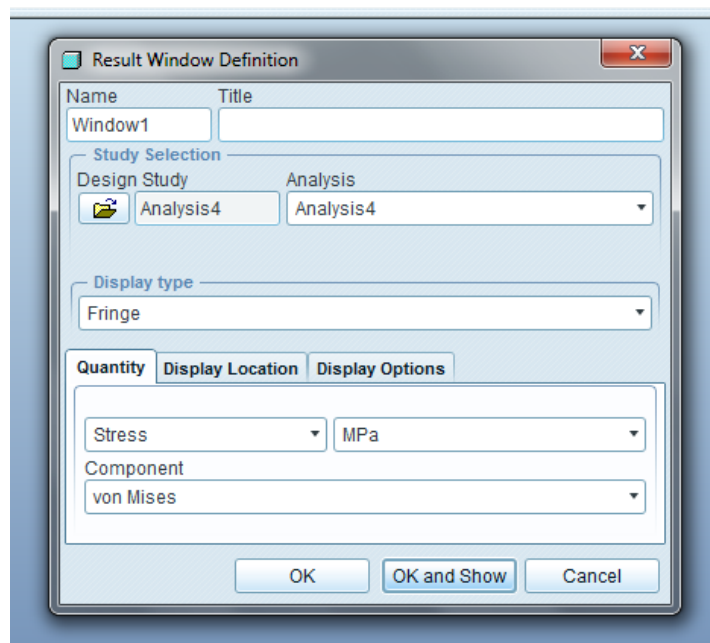


Figura 90. Variedad de muestras en el estudio estático en el caso 1.

ENSAYOS CON PRO/ENGINEER

Seleccionamos el modo Stress con unidades en MPa y el programa nos muestra la representación de las tensiones.

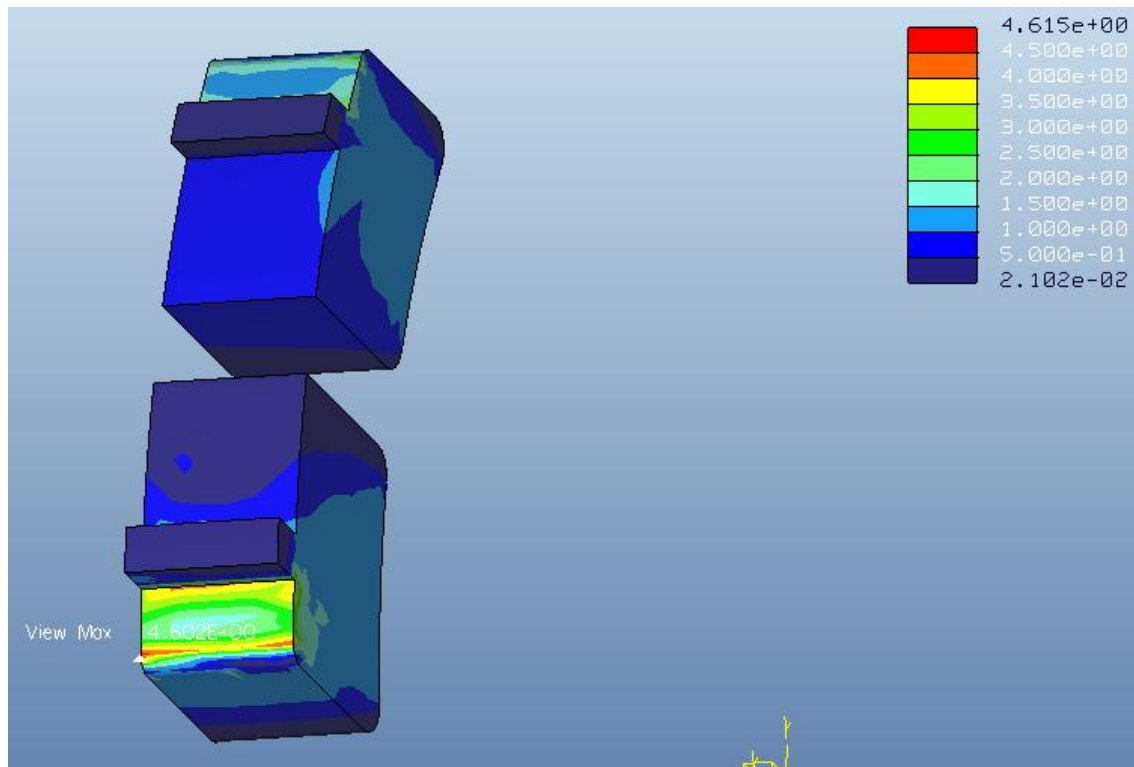


Figura 91. Visualización Stress Pro/Engineer en la zona del anclaje en el caso 1 a 120km/h

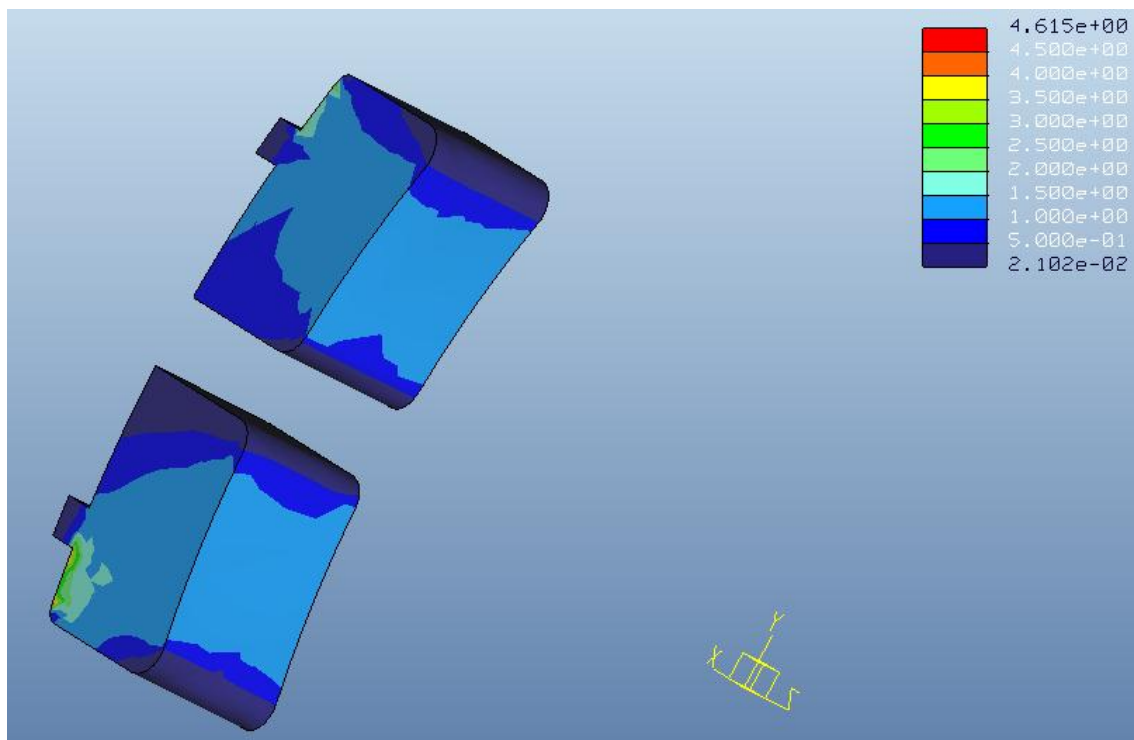


Figura 92. Visualización Stress Pro/Engineer en la zona de contacto en el caso 1 a 120 km/h.

Observamos que las mayores tensiones se concentran en la parte en la que el ferodo se une al portazapatas puesto que tenemos un cambio de sección que como ya sabemos son zonas de concentración de tensiones. Además existe otra zona conflictiva, la cual

ENSAYOS CON PRO/ENGINEER

coincide con el apoyo del ferodo en el borde de la zapata. Esto es debido a la menor superficie de contacto en la que se distribuyen los esfuerzos. Otro punto a destacar es que solo aparece en un anclaje del ferodo, esto es a causa de la dirección de la componente tangencial del esfuerzo de frenado.

Por otro lado, tenemos una distribución de tensiones uniforme a lo largo de la zona de contacto entre el ferodo y la rueda. Esto nos indica que, para estudios posteriores, el desgaste del ferodo se producirá de manera equitativa a lo largo de la superficie. Es esta parte la que tiene mayor relevancia en el proceso de frenado, y es por ello que será objeto principal de nuestro estudio.

TENSIÓN MÁXIMA
4,602 MPa
RANGO DE TENSIONES EN LA ZONA DE CONTACTO
[2,102 E -02 – 1,500] MPa

Tabla 4. Valores de las tensiones del análisis estático para 120 km/h en el caso 1.

Para los siguientes análisis que se realizarán seguiremos el mismo procedimiento que se ha mostrado anteriormente. A continuación comenzaremos un nuevo análisis estático con las siguientes condiciones de contorno:

ENSAYOS CON PRO/ENGINEER

- **Material:** Fe 20
- **Velocidad:** 100 km/h.
- **F_t :** 2425,5 N

Measures:	
max_beam_bending:	0.000000e+00
max_beam_tensile:	0.000000e+00
max_beam_torsion:	0.000000e+00
max_beam_total:	0.000000e+00
max_disp_mag:	2.222815e-03
max_disp_x:	1.370967e-03
max_disp_y:	-1.744297e-03
max_disp_z:	1.621713e-04
max_prin_mag:	-7.892991e+03
max_rot_mag:	0.000000e+00
max_rot_x:	0.000000e+00
max_rot_y:	0.000000e+00
max_rot_z:	0.000000e+00
max_stress_prin*:	1.940878e+03
max_stress_vm*:	4.751406e+03
max_stress_xx:	-7.507929e+03
max_stress_xy*:	2.393892e+03
max_stress_xz:	1.517677e+03
max_stress_yy:	-5.002154e+03
max_stress_yz*:	5.325050e+02
max_stress_zz:	-3.005638e+03
min_stress_prin:	-7.892991e+03
strain_energy:	1.436945e+04

Figura 93. Resumen de los valores del análisis del caso 1 a 100 km/h.

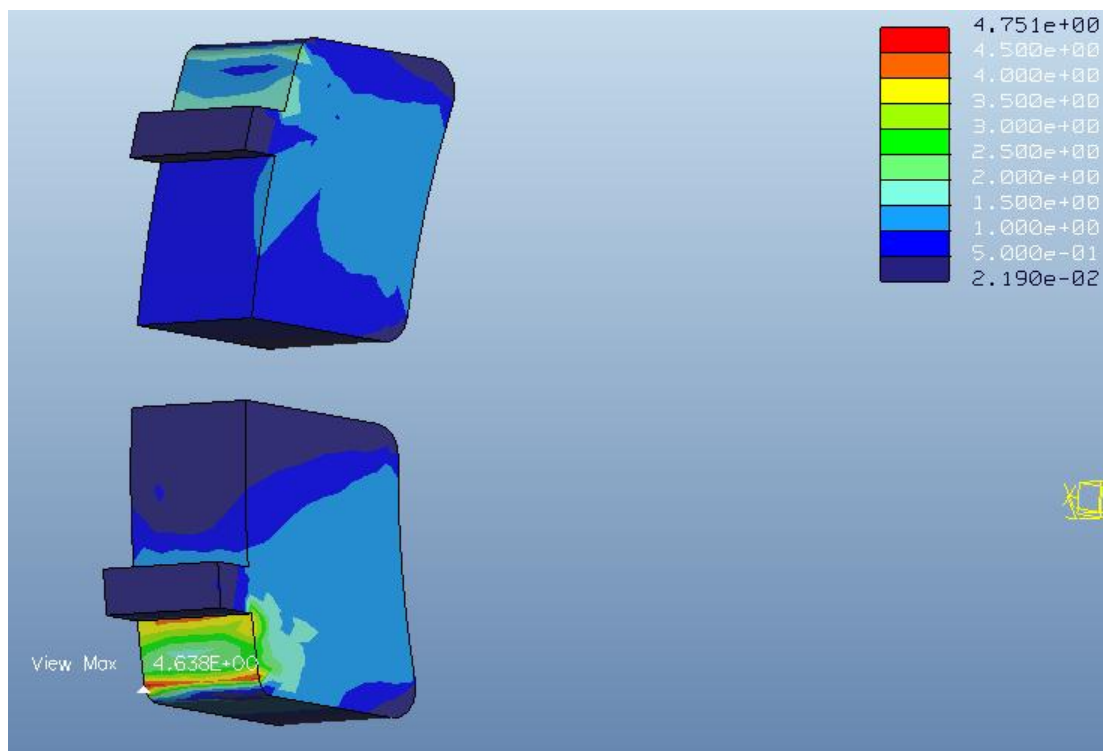


Figura 94. Visualización Stress Pro/Engineer en la zona del anclaje en el caso 1 a 100km/h

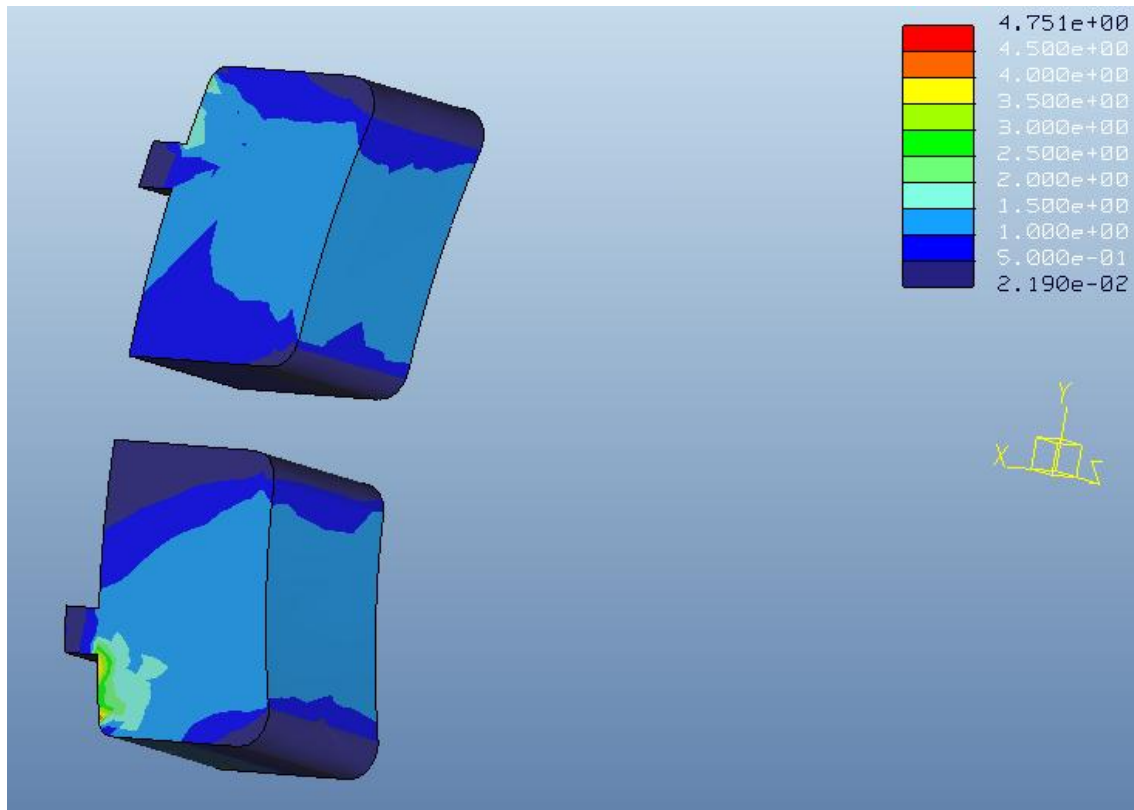


Figura 95. Visualización Stress Pro/Engineer en la zona de contacto en el caso 1 a 100 km/h.

A la velocidad de 100 km/h se puede ver que las tensiones en la superficie de contacto alcanzan los mismos valores máximos que a 120 km/h. Lo mismo ocurre con la tensión máxima en la zona del anclaje, cuyo incremento es poco significativo.

TENSION MÁXIMA	
4,638 MPa	
RANGO DE TENSIONES EN LA ZONA DE CONTACTO	
[2,190 E -02 – 1,500] MPa	

Tabla 5. Valores de las tensiones del análisis estático para 100 km/h en el caso 1.

ENSAYOS CON PRO/ENGINEER

- **Material:** Fe 20
- **Velocidad:** 80 km/h.
- **F_t :** 2800,35 N

Measures:

```

max_beam_bending: 0.000000e+00
max_beam_tensile: 0.000000e+00
max_beam_torsion: 0.000000e+00
max_beam_total: 0.000000e+00
max_disp_mag: 2.328436e-03
max_disp_x: 1.388850e-03
max_disp_y: -1.863847e-03
max_disp_z: 1.640284e-04
max_prin_mag: -8.177697e+03
max_rot_mag: 0.000000e+00
max_rot_x: 0.000000e+00
max_rot_y: 0.000000e+00
max_rot_z: 0.000000e+00
max_stress_prin*: 2.046804e+03
max_stress_vm*: 4.929240e+03
max_stress_xx: -7.788564e+03
max_stress_xy*: 2.498081e+03
max_stress_xz: 1.571267e+03
max_stress_yy: -5.192346e+03
max_stress_yz*: 5.529341e+02
max_stress_zz: -3.116498e+03
min_stress_prin: -8.177697e+03
strain_energy: 1.464983e+04

```

Figura 96. Resumen de los valores del análisis del caso 1 a 80 km/h.

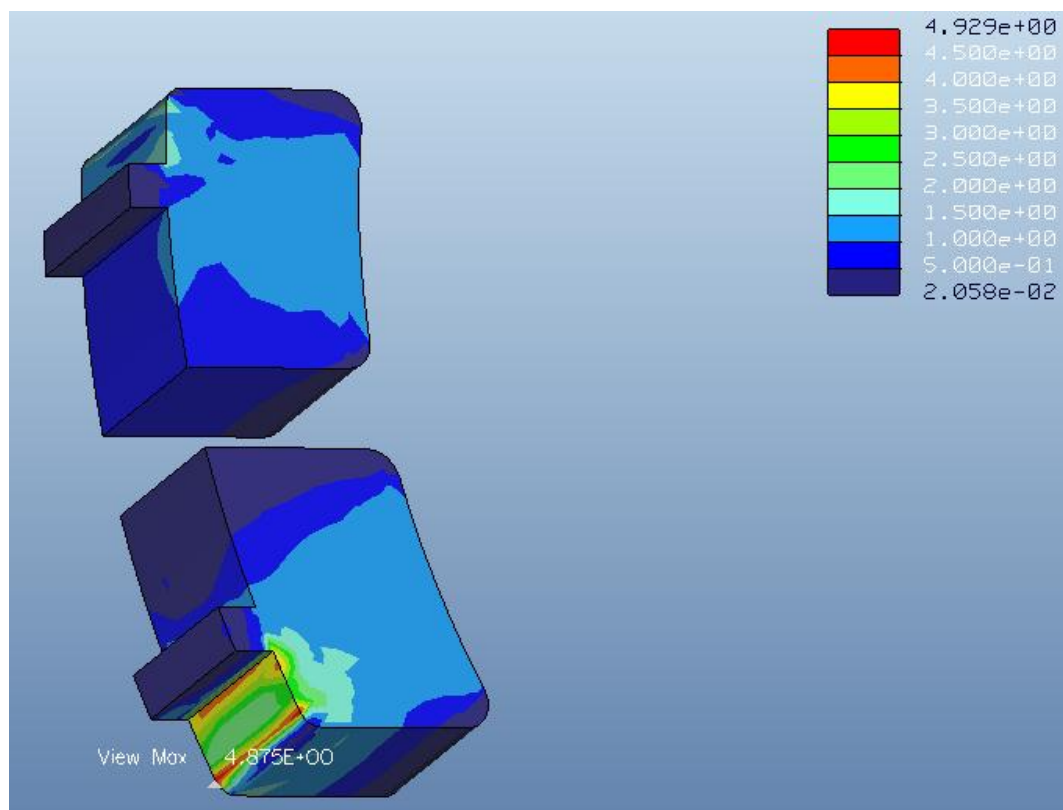


Figura 97. Visualización Stress Pro/Engineer en la zona del anclaje en el caso 1 a 80km/h

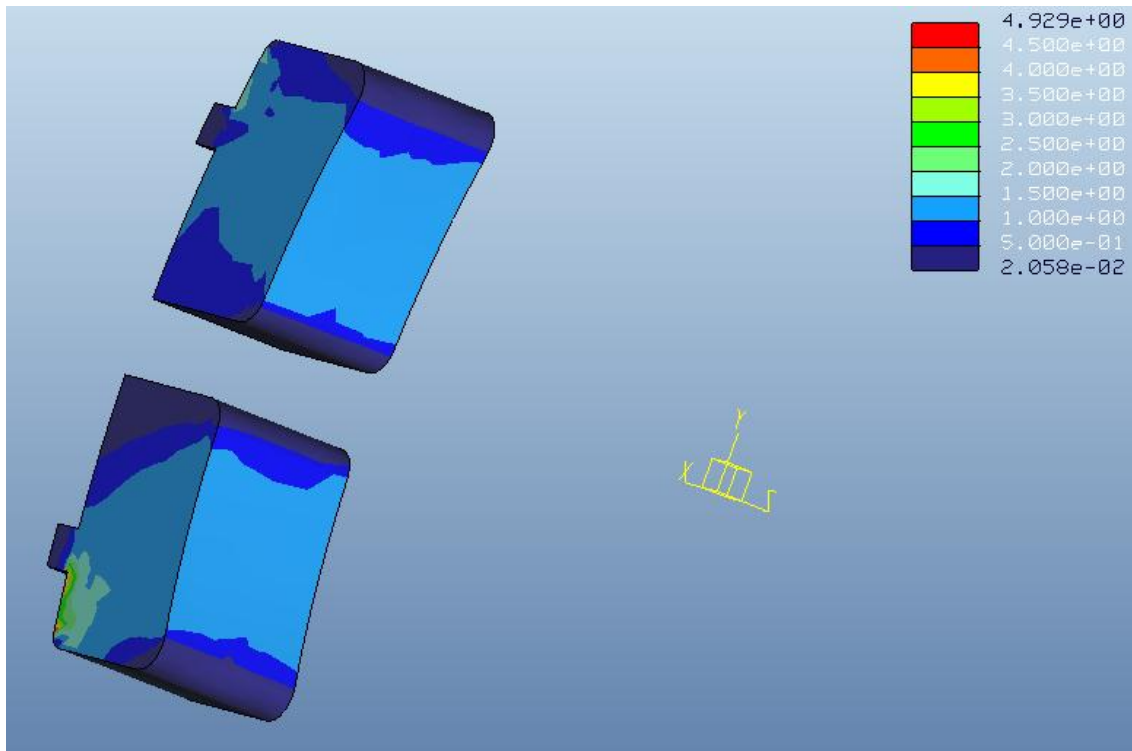


Figura 98. Visualización Stress Pro/Engineer en la zona de contacto en el caso 1 a 80 km/h.

Para el frenado de un tren a la velocidad de 80 km/h, vemos que la tensión máxima en la zona del anclaje aumenta su valor y sigue teniendo un rango de tensiones en la zona de contacto entre rueda y ferodo muy uniforme.

TENSION MÁXIMA	
4,875 MPa	
RANGO DE TENSIONES EN LA ZONA DE CONTACTO	
[2,058 E -02 – 1,500] MPa	

Tabla 6. Valores de las tensiones del análisis estático para 80 km/h en el caso 1.

ENSAYOS CON PRO/ENGINEER

- **Material:** Fe 20
- **Velocidad:** 60 km/h.
- **F_t :** 3307,5 N

Measures:	
max_beam_bending:	0.000000e+00
max_beam_tensile:	0.000000e+00
max_beam_torsion:	0.000000e+00
max_beam_total:	0.000000e+00
max_disp_mag:	2.473582e-03
max_disp_x:	1.413051e-03
max_disp_y:	-2.025611e-03
max_disp_z:	1.657917e-04
max_prin_mag:	-8.562877e+03
max_rot_mag:	0.000000e+00
max_rot_x:	0.000000e+00
max_rot_y:	0.000000e+00
max_rot_z:	0.000000e+00
max_stress_prin*:	2.190172e+03
max_stress_vm*:	5.169956e+03
max_stress_xx:	-8.168259e+03
max_stress_xy*:	2.639042e+03
max_stress_xz:	1.643768e+03
max_stress_yy:	-5.449648e+03
max_stress_yz*:	5.805753e+02
max_stress_zz:	-3.266479e+03
min_stress_prin*:	-8.562877e+03
strain_energy:	1.509181e+04

Figura 99. Resumen de los valores del análisis del caso 1 a 60 km/h.

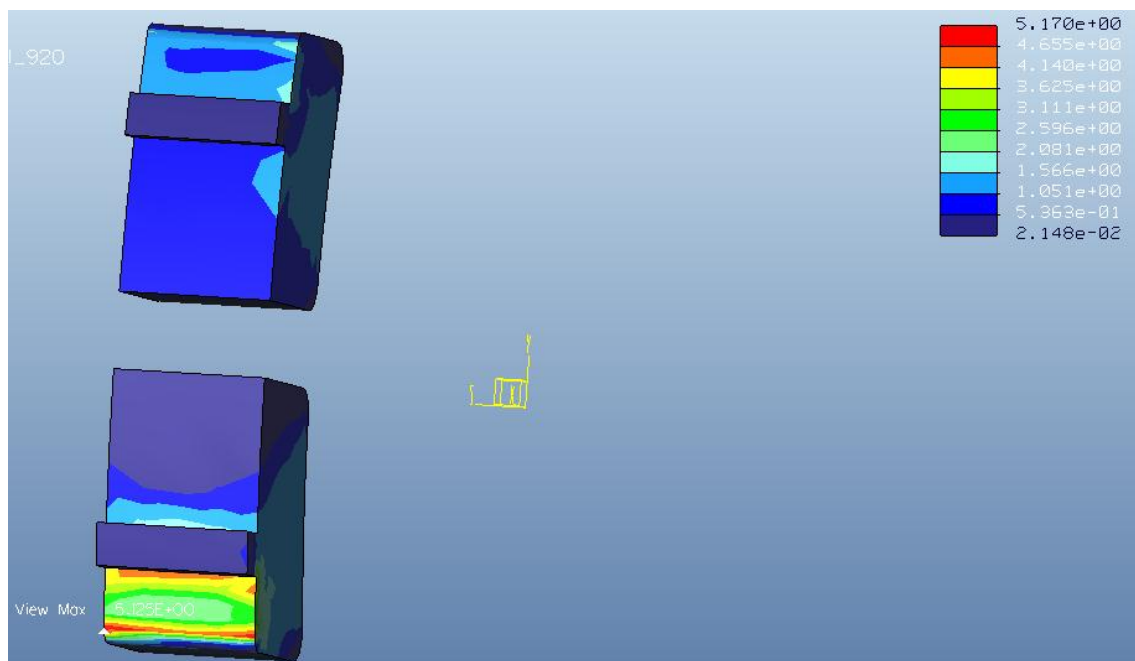


Figura 100. Visualización Stress Pro/Engineer en la zona del anclaje en el caso 1 a 60km/h

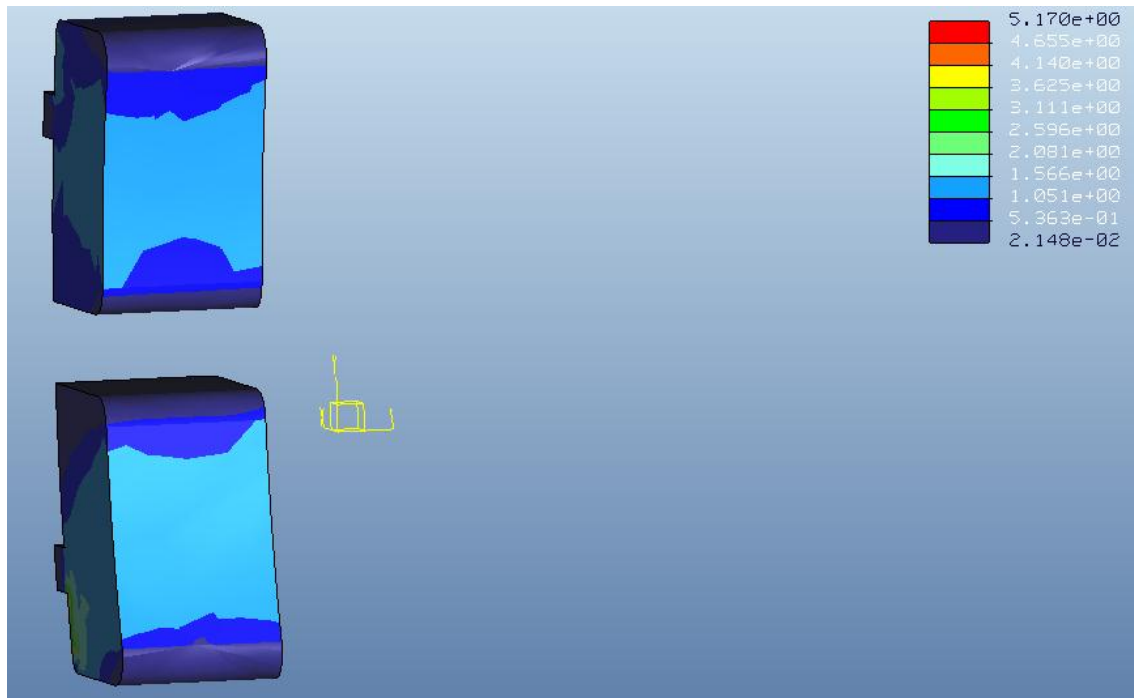


Figura 101. Visualización Stress Pro/Engineer en la zona de contacto en el caso 1 a 60 km/h.

Observando las imágenes anteriores, se ve un claro aumento de la tensión máxima, así como, un desplazamiento de la distribución de tensiones de la parte superior del ferodo doble hacia la parte inferior, tal y como ocurre con los ferodos monobloque.

Tensión Máxima	
5,125 MPa	
Rango de Tensiones en la Zona de Contacto	
[2,148 E -02 – 1,566] MPa	

Tabla 7. Valores de las tensiones del análisis estático para 60 km/h en el caso 1.

ENSAYOS CON PRO/ENGINEER

- **Material:** Fe 20
- **Velocidad:** 40 km/h.
- **F_t :** 4035,15 N

Measures:	
max_beam_bending:	0.000000e+00
max_beam_tensile:	0.000000e+00
max_beam_torsion:	0.000000e+00
max_beam_total:	0.000000e+00
max_disp_mag:	2.687225e-03
max_disp_x:	1.451397e-03
max_disp_y:	-2.257909e-03
max_disp_z:	1.663198e-04
max_prin_mag:	-9.115867e+03
max_rot_mag:	0.000000e+00
max_rot_x:	0.000000e+00
max_rot_y:	0.000000e+00
max_rot_z:	0.000000e+00
max_stress_prin*:	2.395950e+03
max_stress_vm*:	5.514072e+03
max_stress_xx:	-8.712924e+03
max_stress_xy*:	2.842787e+03
max_stress_xz:	1.747826e+03
max_stress_yy:	-5.818820e+03
max_stress_yz*:	6.203488e+02
max_stress_zz:	-3.481739e+03
min_stress_prin:	-9.115867e+03
strain_energy:	1.584644e+04

Figura 102. Resumen de los valores del análisis del caso 1 a 40 km/h.

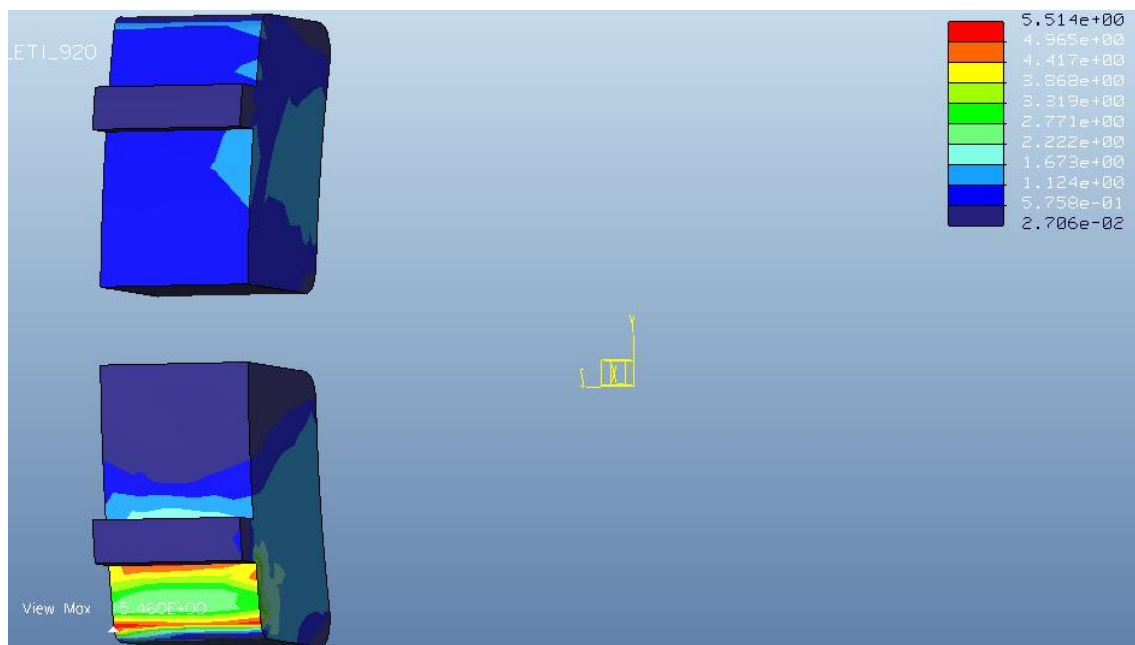


Figura 103. Visualización Stress Pro/Engineer en la zona del anclaje en el caso 1 a 40km/h

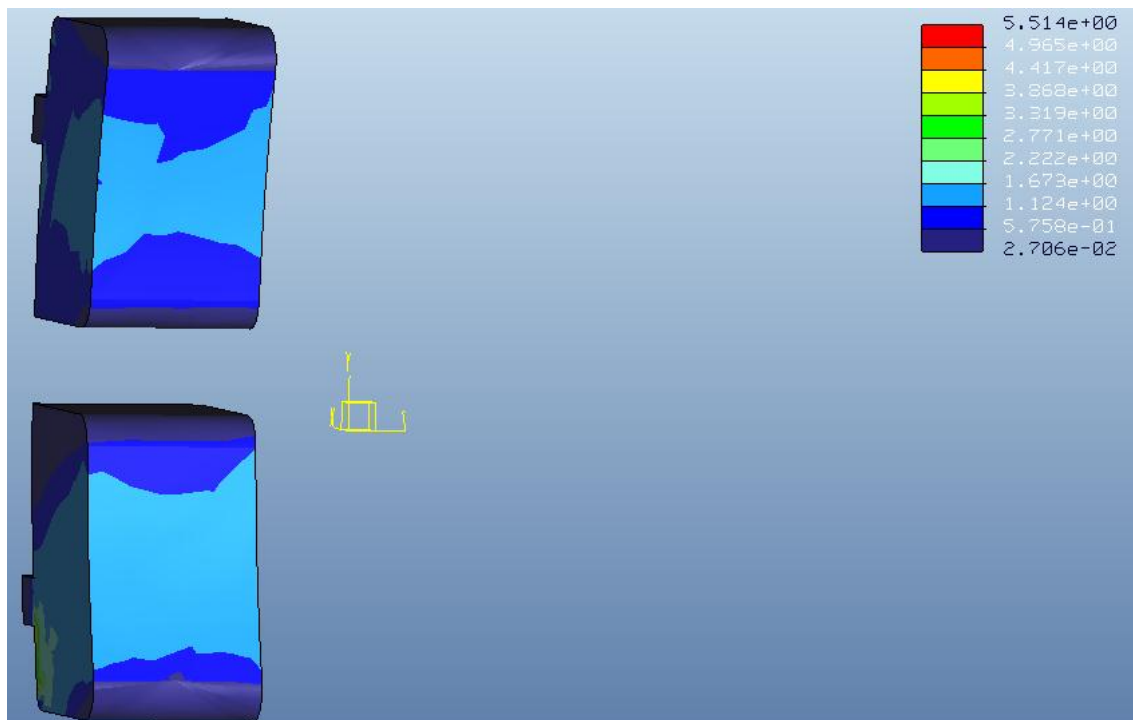


Figura 104. Visualización Stress Pro/Engineer en la zona de contacto en el caso 1 a 40 km/h.

Siguiendo la línea de los ensayos anteriores, se produce un nuevo aumento significativo de la tensión máxima en el anclaje de la parte inferior del ferodo doble. Así, de la misma manera ocurre el mismo fenómeno de autoarrastre que en el caso de los ferodos monobloque, desplazando las tensiones en el mismo sentido que la componente tangencial del esfuerzo de frenado.

TENSIÓN MÁXIMA	
5,460 MPa	
RANGO DE TENSIONES EN LA ZONA DE CONTACTO	
[2,706 E -02 – 1,673] MPa	

Tabla 8. Valores de las tensiones del análisis estático para 40 km/h en el caso 1.

Finalmente, se representarán gráficamente los valores máximos de tensión en el anclaje, así como la tensión media del rango de tensiones de la superficie de contacto entre la rueda y el ferodo.

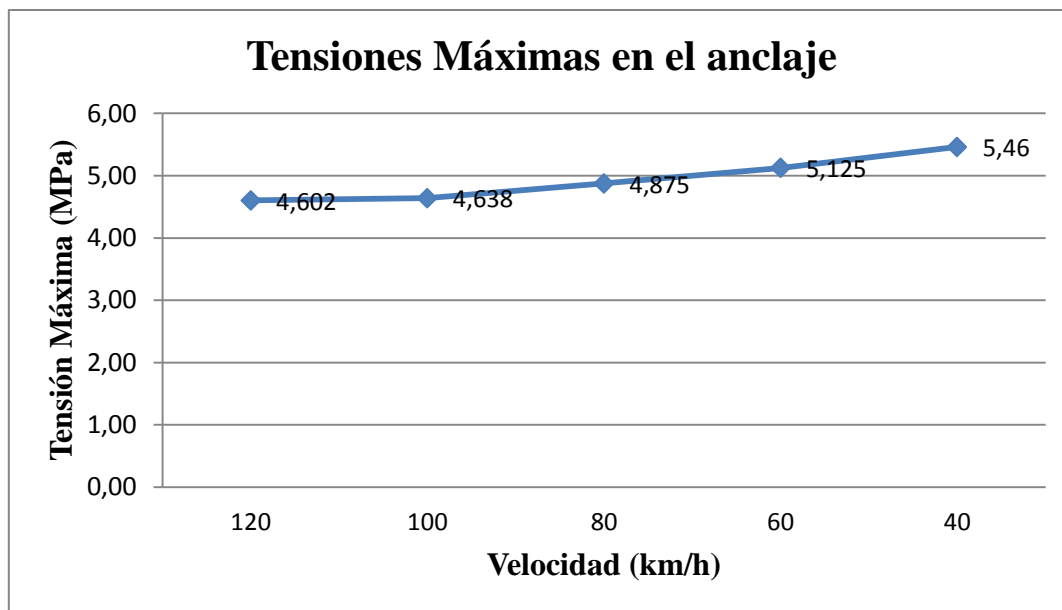


Figura 105. Tensiones máximas en el anclaje en el caso 1.

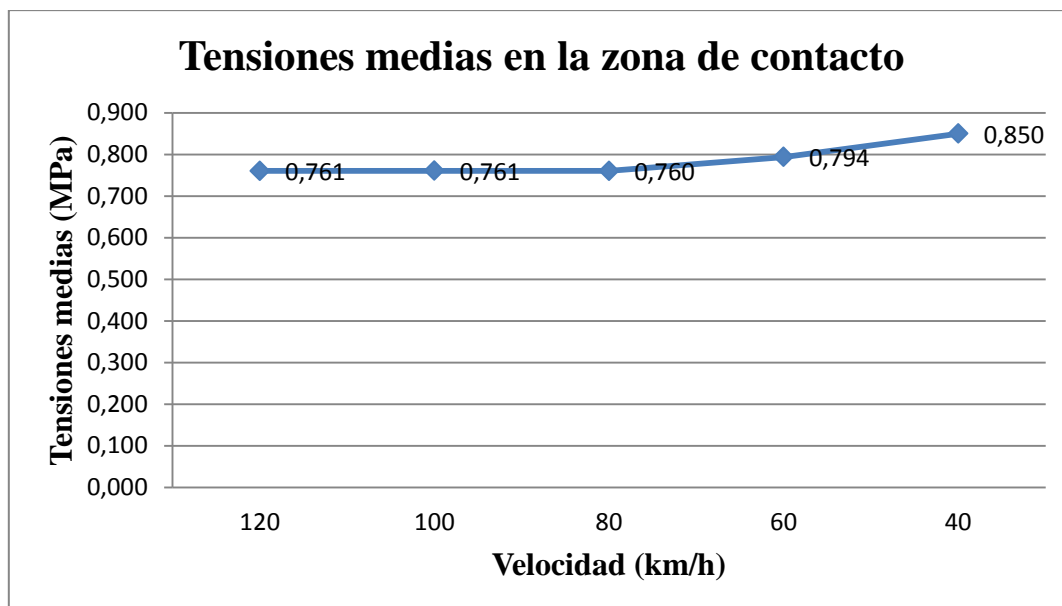


Figura 106. Tensiones medias en la zona de contacto en el caso 1.

Ambas gráficas muestran el aumento de las tensiones máximas y medias en el ferodo con la disminución de la velocidad. En cuanto a las tensiones máximas, éstas son mayores en el caso del ferodo doble que en el ferodo monobloque, lo cual es debido a la menor superficie del ferodo doble. Sin embargo, la pendiente de la gráfica del ferodo monobloque respecto a la del gráfico del ferodo doble es prácticamente la misma, lo que implica un comportamiento prácticamente idéntico durante el proceso de frenado. Bien es cierto, que la tensión máxima en el ferodo monobloque, en una deceleración de 120 km/h a 40 km/h sufre un incremento de 1,07 MPa, mientras que en el caso del ferodo doble dicho incremento es de 0,86 MPa.

En lo que a las tensiones medias en la zona de contacto se refiere, vemos que en el caso del ferodo doble se alcanzan unos valores mayores, pero el incremento de tensiones

ENSAYOS CON PRO/ENGINEER

durante la deceleración es menor, al igual que ocurre con las tensiones máximas en la zona del anclaje.

En cuanto al desgaste, éste se producirá en mayor medida en la parte inferior del ferodo doble, ya que es la zona donde se focalizan principalmente las mayores tensiones de la zona de contacto entre el ferodo y la rueda. Esto mismo ocurría en el ferodo monobloque.

5.3 Optimización en el Diseño.

Tras realizar los primeros ensayos estáticos del ferodo doble conforme a la ETI, se refleja claramente que las tensiones máximas que soporta el ferodo se dan en las zonas del anclaje. Dichas zonas están diseñadas con aristas vivas en el cambio de sección, originando así una zona de mayor concentración de tensiones. Para disminuir el valor de la tensión máxima en ese punto, se ha pensado en introducir un par de mejoras que consisten básicamente en:

- *Aumentar el espesor de los anclajes.* De tal manera que éstos sean capaces de absorber mayores esfuerzos, lo que aliviará tanto la tensión máxima que sufre el ferodo en la zona del anclaje, como la tensión en la superficie de frenado.
- *Sustituir el acabado en arista viva del cambio de sección por un radio de acuerdo de valor 5 mm.* Con esta mejora no disminuiríamos el valor de tensión máxima, pero si lograremos una mejor distribución de tensiones en la zona del anclaje.

Las dimensiones de los nuevos diseños se muestran en las figuras siguientes:

Ferodo Doble con mayor espesor de los anclajes.

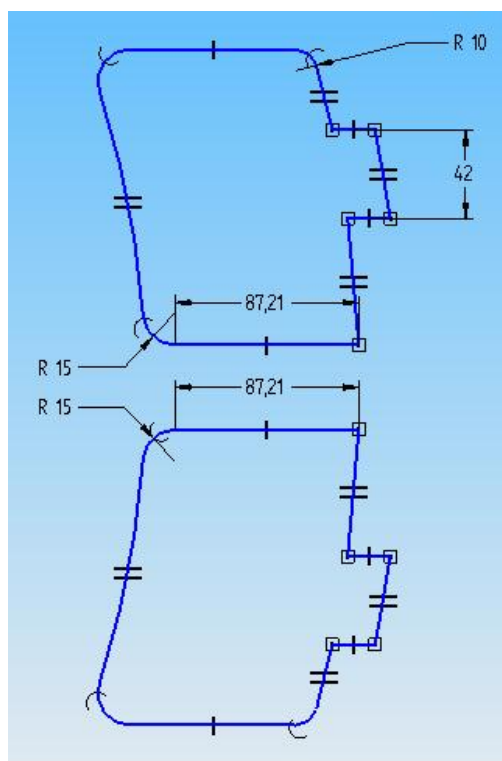


Figura 107. Perfil Ferodo Doble con mayor espesor de los anclajes en plano XY en el caso 2.

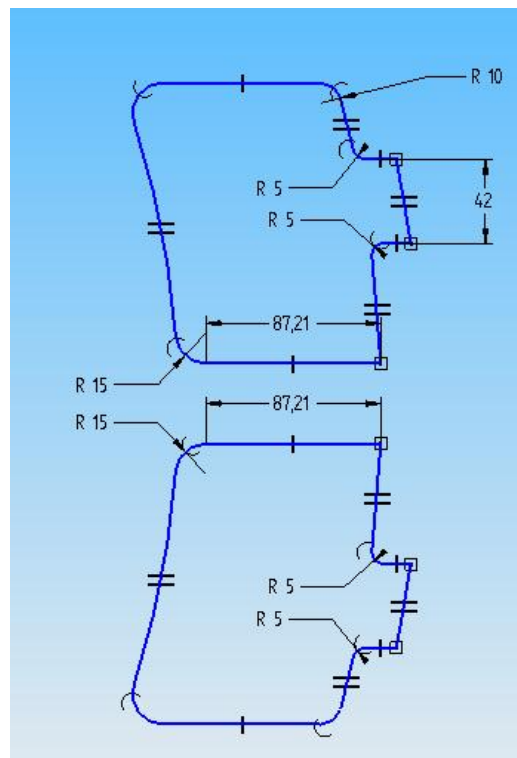
Ferodo Doble con mayor espesor de los anclajes y radio de acuerdo.

Figura 108. Perfil Ferodo Doble con mayor espesor de los anclajes y radio de acuerdo en plano XY en el caso 3.

Tal y como se refleja en las figuras anteriores, únicamente se han modificado los anclajes, por lo que la superficie de contacto sigue siendo la misma en ambos casos. Es por esto que, tanto la componente normal como la componente tangencial del esfuerzo de frenado, no sufre variación alguna respecto al caso 1.

Una vez aclarado este punto, relativo a los esfuerzos que soporta cada uno de los ferodos mejorados, se procederá al análisis estático de cada uno de ellos para determinar los nuevos valores de tensión y predecir su comportamiento en cuanto a lo que al desgaste se refiere.

5.3.1 Caso 2. Ferodo Doble: Mayor espesor en el anclaje.

Para la realización del análisis estático del ferodo doble con anclajes de mayores dimensiones, se seguirán los mismos pasos y en el mismo orden que se han realizado en el caso 1. El rango de velocidades será el mismo también, comenzando por 120 km/h hasta llegar a los 40 km/h en intervalos de 20 km/h.

Como ya se ha explicado con anterioridad, el coeficiente de rozamiento entre el ferodo y la rueda depende únicamente de la velocidad para un material dado. Por tanto, la componente tangencial del esfuerzo de frenado tomará los mismos valores que en el caso 1 para cada una de las velocidades objeto de nuestro análisis:

ENSAYOS CON PRO/ENGINEER

- **Material:** Fe 20
- **Velocidad:** 120 km/h.
- **F_t :** 2138,85 N

Measures:	
max_beam_bending:	0.000000e+00
max_beam_tensile:	0.000000e+00
max_beam_torsion:	0.000000e+00
max_beam_total:	0.000000e+00
max_disp_mag:	2.016748e-03
max_disp_x:	1.315082e-03
max_disp_y:	-1.542831e-03
max_disp_z:	1.632062e-04
max_prin_mag:	-6.984964e+03
max_rot_mag:	0.000000e+00
max_rot_x:	0.000000e+00
max_rot_y:	0.000000e+00
max_rot_z:	0.000000e+00
max_stress_prin*:	1.988250e+03
max_stress_vm:	4.146008e+03
max_stress_xx:	-6.547891e+03
max_stress_xy*:	1.732119e+03
max_stress_xz:	1.354722e+03
max_stress_yy*:	-5.256820e+03
max_stress_yz*:	3.525135e+02
max_stress_zz:	-2.635326e+03
min_stress_prin:	-6.984964e+03
strain_energy:	1.425417e+04

Figura 109. Resumen de los valores del análisis del caso 2 a 120 km/h.

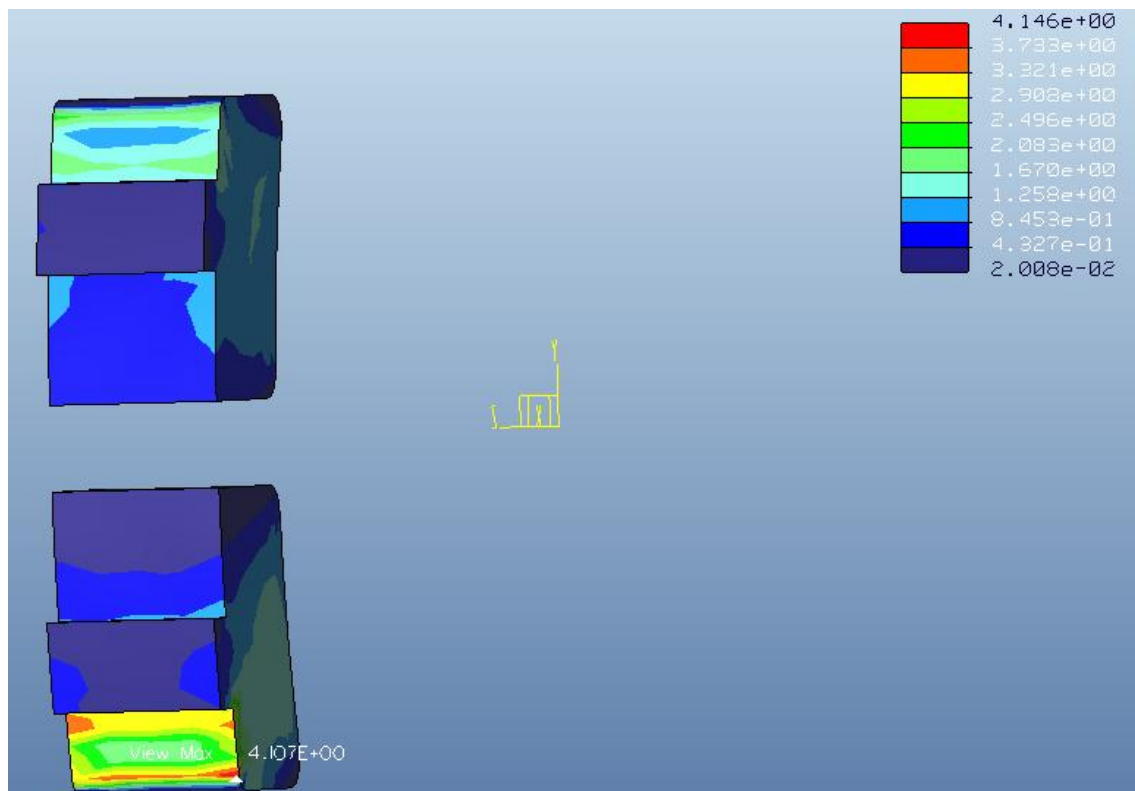


Figura 110. Visualización Stress Pro/Engineer en la zona del anclaje en el caso 2 a 120 km/h.

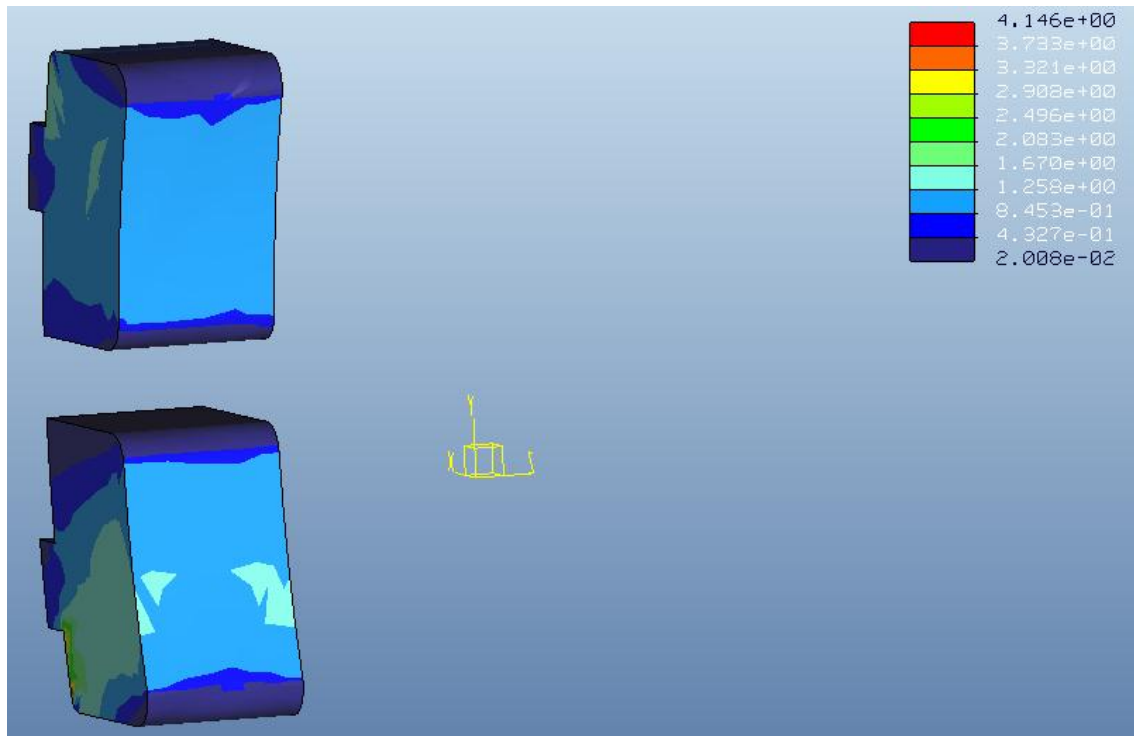


Figura 111. Visualización Stress Pro/Engineer en la zona de contacto en el caso 2 a 120 km/h.

TENSION MÁXIMA	
4,107 MPa	
RANGO DE TENSIONES EN LA ZONA DE CONTACTO	
[2,008 E -02 – 1,670] MPa	

Tabla 9. Valores de las tensiones del análisis estático para 120 km/h en el caso 2.

ENSAYOS CON PRO/ENGINEER

- **Material:** Fe 20
- **Velocidad:** 100 km/h.
- **F_t :** 2425,5 N

Measures:	
max_beam_bending:	0.000000e+00
max_beam_tensile:	0.000000e+00
max_beam_torsion:	0.000000e+00
max_beam_total:	0.000000e+00
max_disp_mag:	2.096917e-03
max_disp_x:	1.335788e-03
max_disp_y:	-1.627283e-03
max_disp_z:	1.635331e-04
max_prin_mag:	-7.178501e+03
max_rot_mag:	0.000000e+00
max_rot_x:	0.000000e+00
max_rot_y:	0.000000e+00
max_rot_z:	0.000000e+00
max_stress_prin*:	2.068609e+03
max_stress_vm:	4.258789e+03
max_stress_xx:	-6.729409e+03
max_stress_xy*:	1.780442e+03
max_stress_xz:	1.391347e+03
max_stress_yy*:	-5.431458e+03
max_stress_yz*:	3.587886e+02
max_stress_zz:	-2.710225e+03
min_stress_prin:	-7.178501e+03
strain_energy:	1.443012e+04

Figura 112. Resumen de los valores del análisis del caso 2 a 100 km/h.

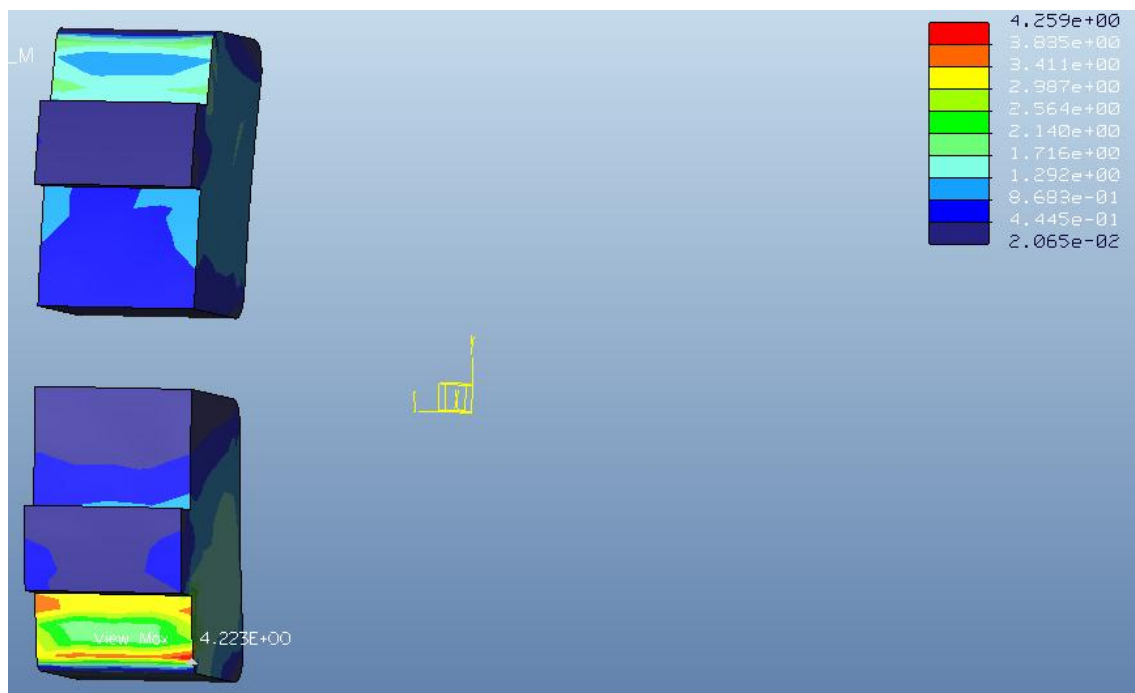


Figura 113. Visualización Stress Pro/Engineer en la zona del anclaje en el caso 2 a 100 km/h.

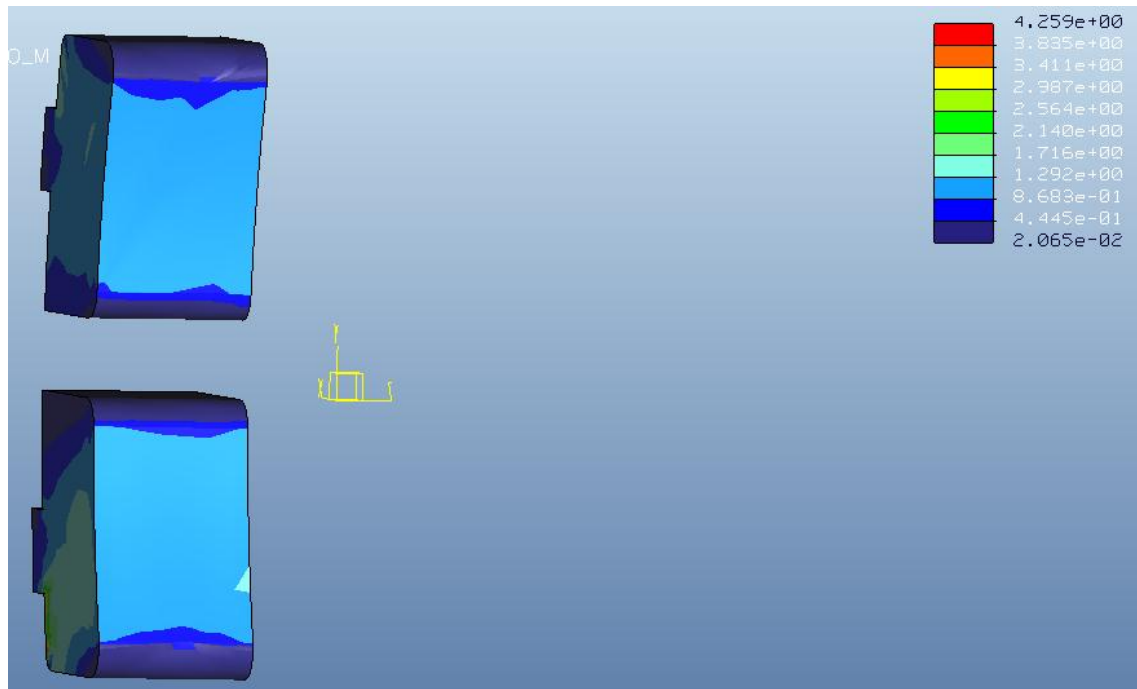


Figura 114. Visualización Stress Pro/Engineer en la zona de contacto en el caso 2 a 100 km/h.

TENSIÓN MÁXIMA
4,223 MPa
RANGO DE TENSIONES EN LA ZONA DE CONTACTO
[2,065 E -02 – 1,716] MPa

Tabla 10. Valores de las tensiones del análisis estático para 100 km/h en el caso 2.

ENSAYOS CON PRO/ENGINEER

- **Material:** Fe 20
- **Velocidad:** 80 km/h.
- **F_t :** 2800,35 N

Measures:	
max_beam_bending:	0.000000e+00
max_beam_tensile:	0.000000e+00
max_beam_torsion:	0.000000e+00
max_beam_total:	0.000000e+00
max_disp_mag:	2.202906e-03
max_disp_x:	1.362864e-03
max_disp_y:	-1.737721e-03
max_disp_z:	1.643119e-04
max_prin_mag:	-7.431594e+03
max_rot_mag:	0.000000e+00
max_rot_x:	0.000000e+00
max_rot_y:	0.000000e+00
max_rot_z:	0.000000e+00
max_stress_prin*:	2.173747e+03
max_stress_vm:	4.406286e+03
max_stress_xx:	-6.966779e+03
max_stress_xy*:	1.843633e+03
max_stress_xz:	1.439243e+03
max_stress_yy*:	-5.659831e+03
max_stress_yz*:	3.669945e+02
max_stress_zz*:	-2.815484e+03
min_stress_prin:	-7.431594e+03
strain_energy:	1.468897e+04

Figura 115. Resumen de los valores del análisis del caso 2 a 80 km/h.

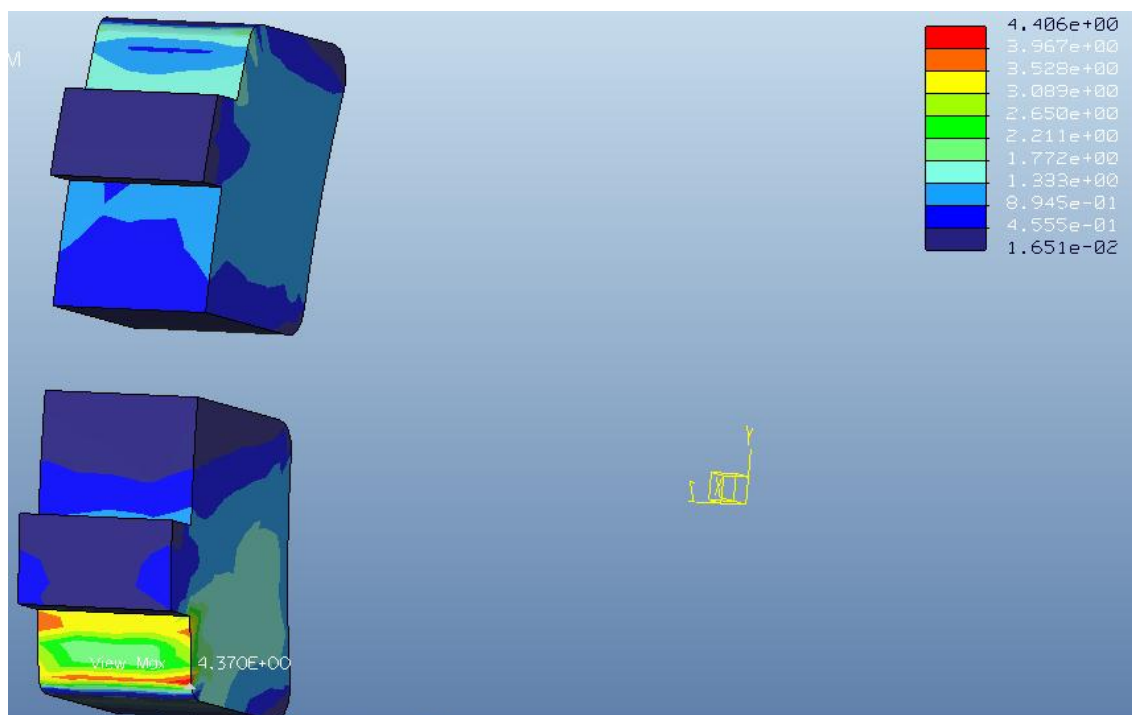


Figura 116. Visualización Stress Pro/Engineer en la zona del anclaje en el caso 2 a 80 km/h.

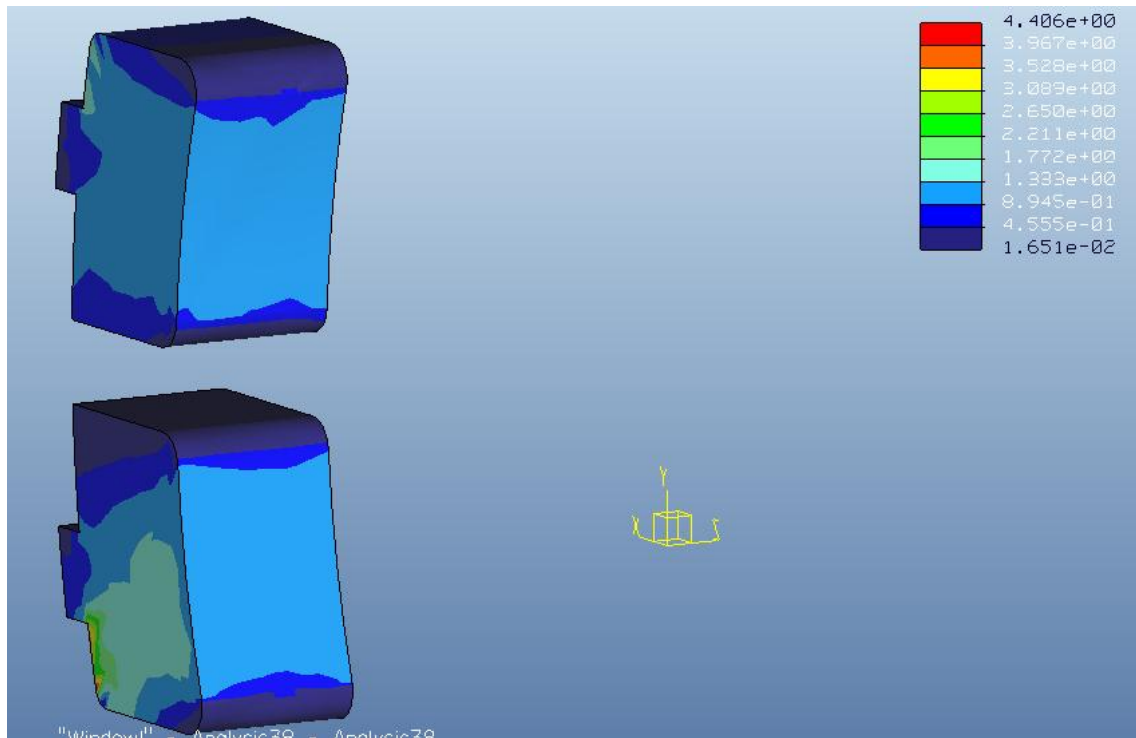


Figura 117. Visualización Stress Pro/Engineer en la zona de contacto en el caso 2 a 80 km/h.

TENSION MÁXIMA	
4,370 MPa	
RANGO DE TENSIONES EN LA ZONA DE CONTACTO	
[1,651 E -02 – 1,333] MPa	

Tabla 11. Valores de las tensiones del análisis estático para 80 km/h en el caso 2.

ENSAYOS CON PRO/ENGINEER

- **Material:** Fe 20
- **Velocidad:** 60 km/h.
- **F_t :** 3307,5 N

Measures:	
max_beam_bending:	0.000000e+00
max_beam_tensile:	0.000000e+00
max_beam_torsion:	0.000000e+00
max_beam_total:	0.000000e+00
max_disp_mag:	2.348092e-03
max_disp_x:	1.399497e-03
max_disp_y:	-1.887138e-03
max_disp_z:	1.654018e-04
max_prin_mag:	-7.774021e+03
max_rot_mag:	0.000000e+00
max_rot_x:	0.000000e+00
max_rot_y:	0.000000e+00
max_rot_z:	0.000000e+00
max_stress_prin*:	2.316077e+03
max_stress_vm:	4.605864e+03
max_stress_xx:	-7.287926e+03
max_stress_xy*:	1.929127e+03
max_stress_xz:	1.504042e+03
max_stress_yy*:	-5.968806e+03
max_stress_yz*:	3.780966e+02
max_stress_zz*:	-2.960601e+03
min_stress_prin:	-7.774021e+03
strain_energy:	1.510529e+04

Figura 118. Resumen de los valores del análisis del caso 2 a 60 km/h.

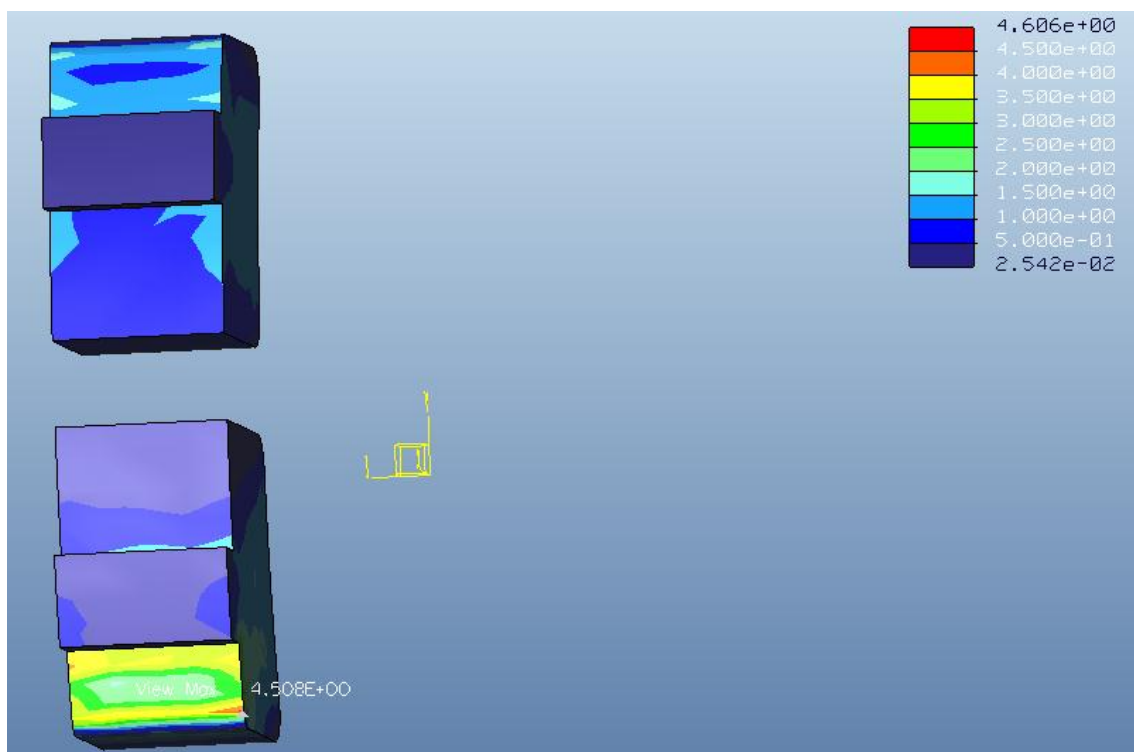


Figura 119. Visualización Stress Pro/Engineer en la zona del anclaje en el caso 2 a 60 km/h.

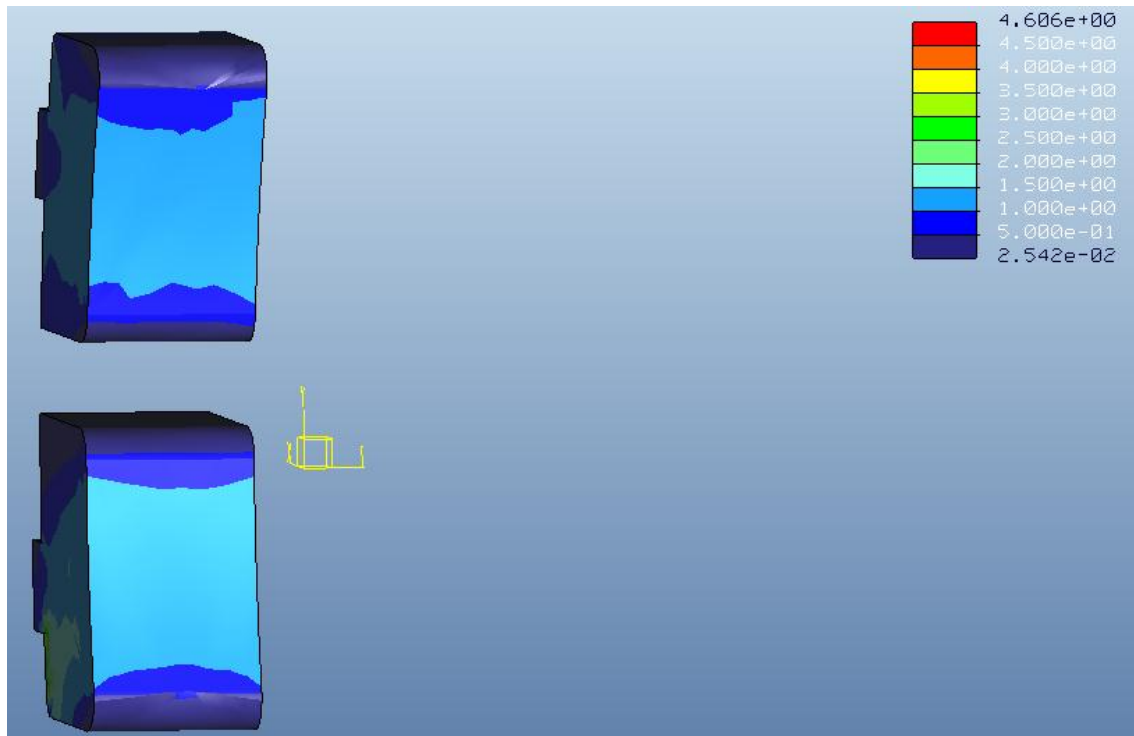


Figura 120. Visualización Stress Pro/Engineer en la zona de contacto en el caso 2 a 60 km/h.

TENSIÓN MÁXIMA
4,508 MPa
RANGO DE TENSIONES EN LA ZONA DE CONTACTO
[2,542 E -02 – 1,500] MPa

Tabla 12. Valores de las tensiones del análisis estático para 60 km/h en el caso 2.

ENSAYOS CON PRO/ENGINEER

- **Material:** Fe 20
- **Velocidad:** 40 km/h.
- **F_t :** 4035,15 N

Measures:	
max_beam_bending:	0.000000e+00
max_beam_tensile:	0.000000e+00
max_beam_torsion:	0.000000e+00
max_beam_total:	0.000000e+00
max_disp_mag:	2.567171e-03
max_disp_x:	1.453976e-03
max_disp_y:	-2.117859e-03
max_disp_z:	1.673701e-04
max_prin_mag:	-8.241051e+03
max_rot_mag:	0.000000e+00
max_rot_x:	0.000000e+00
max_rot_y:	0.000000e+00
max_rot_z:	0.000000e+00
max_stress_prin*:	2.462642e+03
max_stress_vm:	4.850685e+03
max_stress_xx:	-7.716004e+03
max_stress_xy*:	2.485002e+03
max_stress_xz:	1.588624e+03
max_stress_yy:	-5.354491e+03
max_stress_yz*:	4.289329e+02
max_stress_zz:	-3.152791e+03
min_stress_prin:	-8.241051e+03
strain_energy:	1.584439e+04

Figura 121. Resumen de los valores del análisis del caso 2 a 40 km/h.

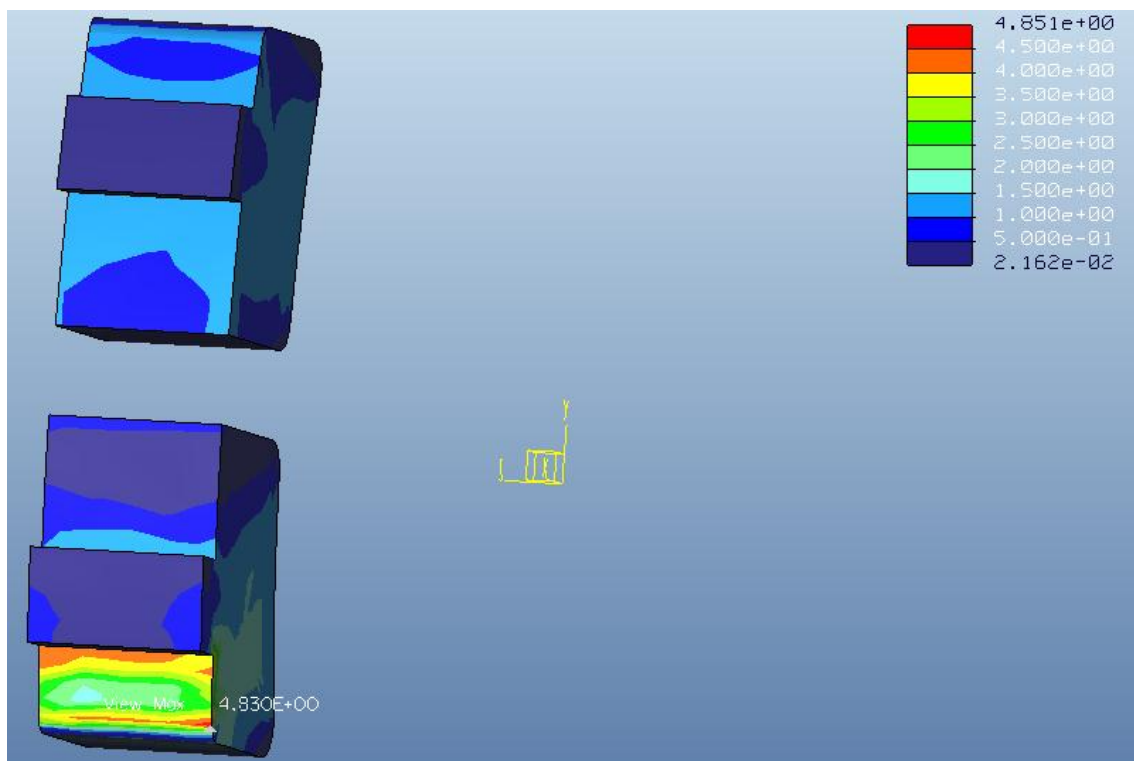


Figura 122. Visualización Stress Pro/Engineer en la zona del anclaje en el caso 2 a 40 km/h.

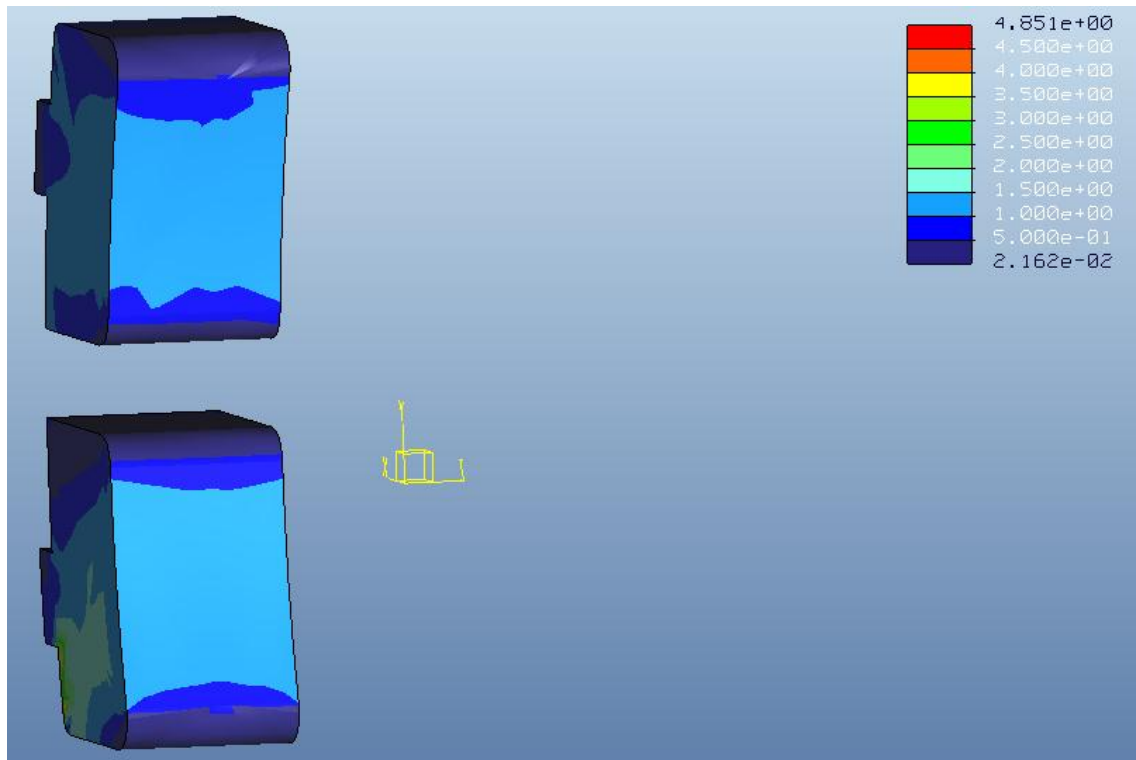


Figura 123. Visualización Stress Pro/Engineer en la zona de contacto en el caso 2 a 40 km/h.

TENSIÓN MÁXIMA	
4,830 MPa	
RANGO DE TENSIONES EN LA ZONA DE CONTACTO	
[2,162 E -02 – 1,500] MPa	

Tabla 13. Valores de las tensiones del análisis estático para 40 km/h en el caso 2.

Las tensiones máximas en el ferodo doble con los anclajes de mayor espesor disminuyen en un valor entorno a 0,5 MPa. Sin embargo, el comportamiento en las tensiones medias en la zona de contacto presenta un comportamiento fluctuante e irregular en comparación al caso 1, el cual muestra un carácter lineal.

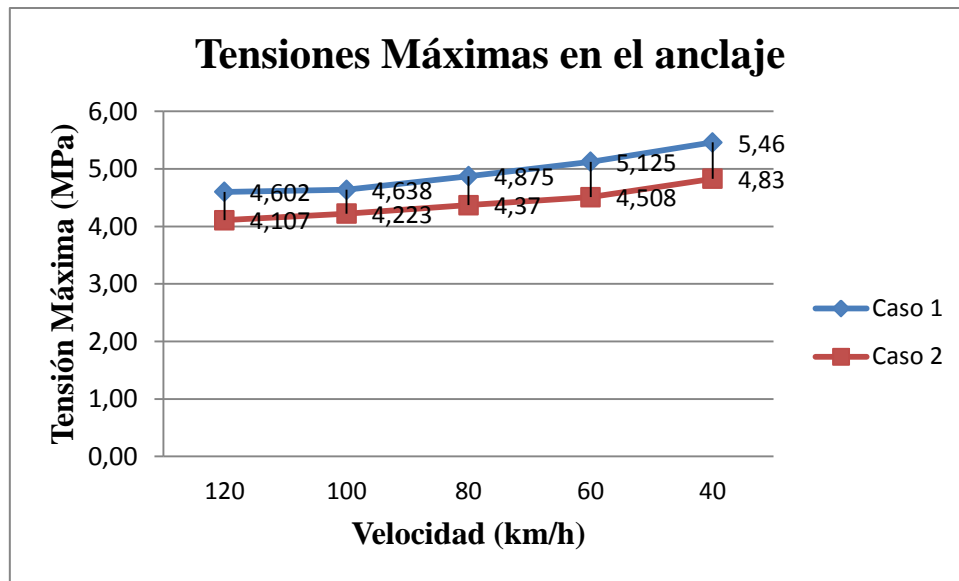


Figura 124. Tensiones máximas en el anclaje en el caso 2.

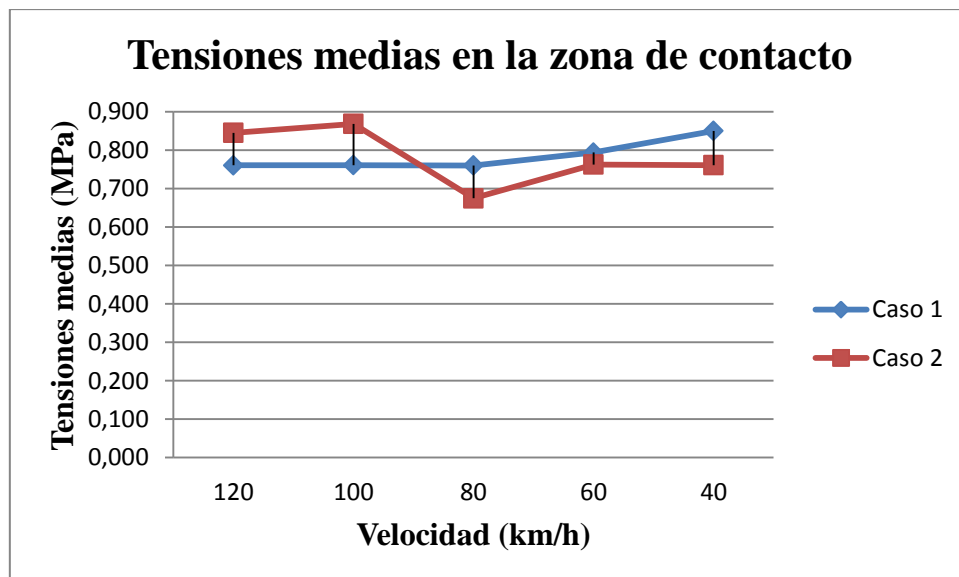


Figura 125. Tensiones medias en la zona de contacto en el caso 2.

Podemos comprobar que el aumento de espesor en los anclajes del ferodo monobloque como del ferodo doble tienen como resultado una disminución de la tensión máxima que alcanzan en dicha zona. En cuanto a la zona de contacto entre el ferodo y la rueda, el aumento de espesor de dichos anclajes no afecta de manera notable en la distribución de tensiones.

5.3.2 Caso 3. Ferodo Doble: Mayor espesor en el anclaje y radio de acuerdo.

A continuación, procederemos a realizar el análisis estático del ferodo doble con las dos mejoras implementadas, es decir, mayor espesor de los anclajes y radio de acuerdo en el cambio de sección. El procedimiento a seguir para la realización de los análisis estáticos a distintas velocidades, es exactamente el mismo que para los casos anteriores. De esta manera conseguimos simular el proceso de frenado del tren, obteniendo los siguientes resultados:

- **Material:** Fe 20
- **Velocidad:** 120 km/h.
- **F_t :** 2138,85 N

```
Measures:

max_beam_bending:    0.000000e+00
max_beam_tensile:    0.000000e+00
max_beam_torsion:    0.000000e+00
max_beam_total:      0.000000e+00
max_disp_mag:        2.078499e-03
max_disp_x:          1.379204e-03
max_disp_y:          -1.549487e-03
max_disp_z:          -1.630661e-04
max_prin_mag:        -1.138541e+04
max_rot_mag:         0.000000e+00
max_rot_x:           0.000000e+00
max_rot_y:           0.000000e+00
max_rot_z:           0.000000e+00
max_stress_prin:     4.993558e+03
max_stress_vm:       8.278782e+03
max_stress_xx:       -1.043996e+04
max_stress_xy:       4.355931e+03
max_stress_xz:       -1.494506e+03
max_stress_yy:       -9.486717e+03
max_stress_yz:       -8.244587e+02
max_stress_zz:       -3.716973e+03
min_stress_prin:     -1.138541e+04
strain_energy:       1.427110e+04
```

Figura 126. Resumen de los valores del análisis del caso 3 a 120 km/h.

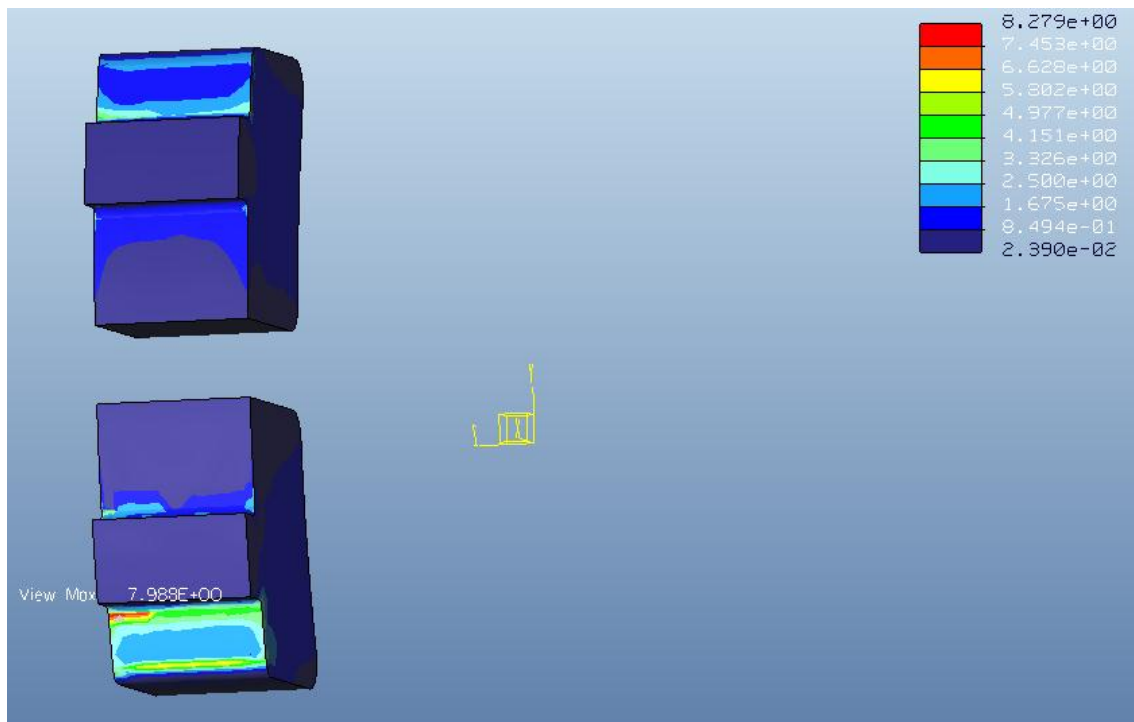


Figura 127. Visualización Stress Pro/Engineer en la zona del anclaje en el caso 3 a 120 km/h.

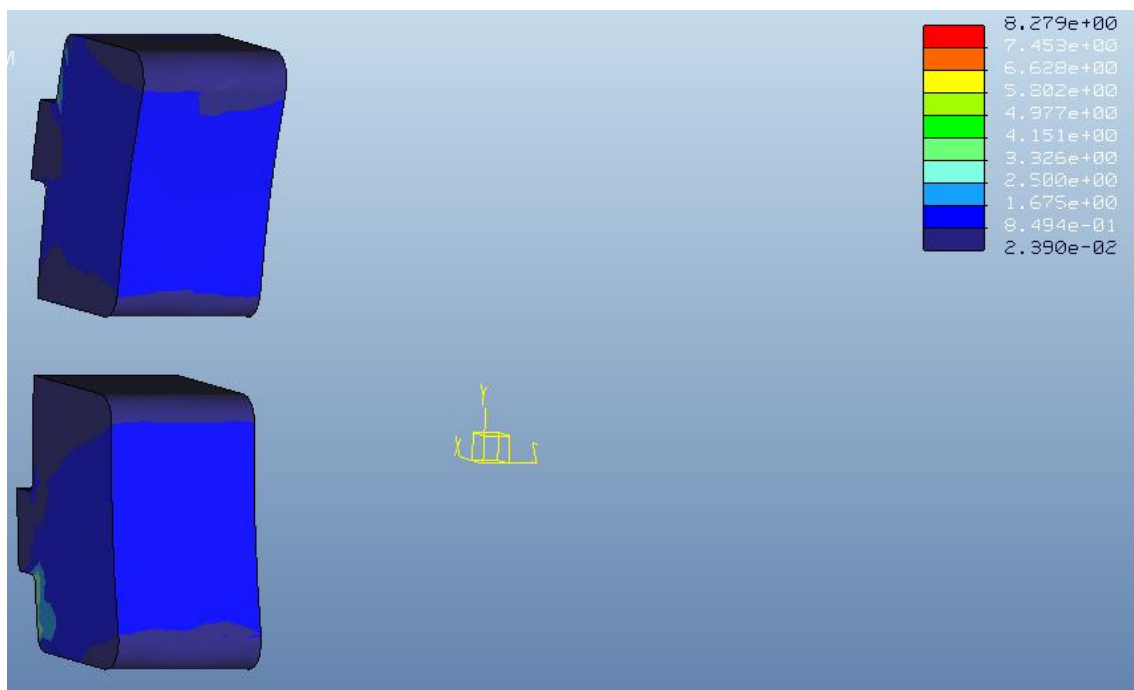


Figura 128. Visualización Stress Pro/Engineer en la zona de contacto en el caso 3 a 120 km/h.

TENSIÓN MÁXIMA	
7,988 MPa	
RANGO DE TENSIONES EN LA ZONA DE CONTACTO	
[2,390 E -02 – 1,675] MPa	

Tabla 14. Valores de las tensiones del análisis estático para 120 km/h en el caso 3.

ENSAYOS CON PRO/ENGINEER

- **Material:** Fe 20
- **Velocidad:** 100 km/h.
- **F_t :** 2425,5 N

Measures:	
max_beam_bending:	0.000000e+00
max_beam_tensile:	0.000000e+00
max_beam_torsion:	0.000000e+00
max_beam_total:	0.000000e+00
max_disp_mag:	2.152878e-03
max_disp_x:	1.394325e-03
max_disp_y:	-1.635131e-03
max_disp_z:	-1.625805e-04
max_prin_mag:	-1.202705e+04
max_rot_mag:	0.000000e+00
max_rot_x:	0.000000e+00
max_rot_y:	0.000000e+00
max_rot_z:	0.000000e+00
max_stress_prin:	5.206487e+03
max_stress_vm:	8.858800e+03
max_stress_xx:	-1.073694e+04
max_stress_xy:	4.514308e+03
max_stress_xz:	-1.532407e+03
max_stress_yy:	-1.004898e+04
max_stress_yz:	-8.409864e+02
max_stress_zz:	-3.822764e+03
min_stress_prin:	-1.202705e+04
strain_energy:	1.443937e+04

Figura 129. Resumen de los valores del análisis del caso 3 a 100 km/h.

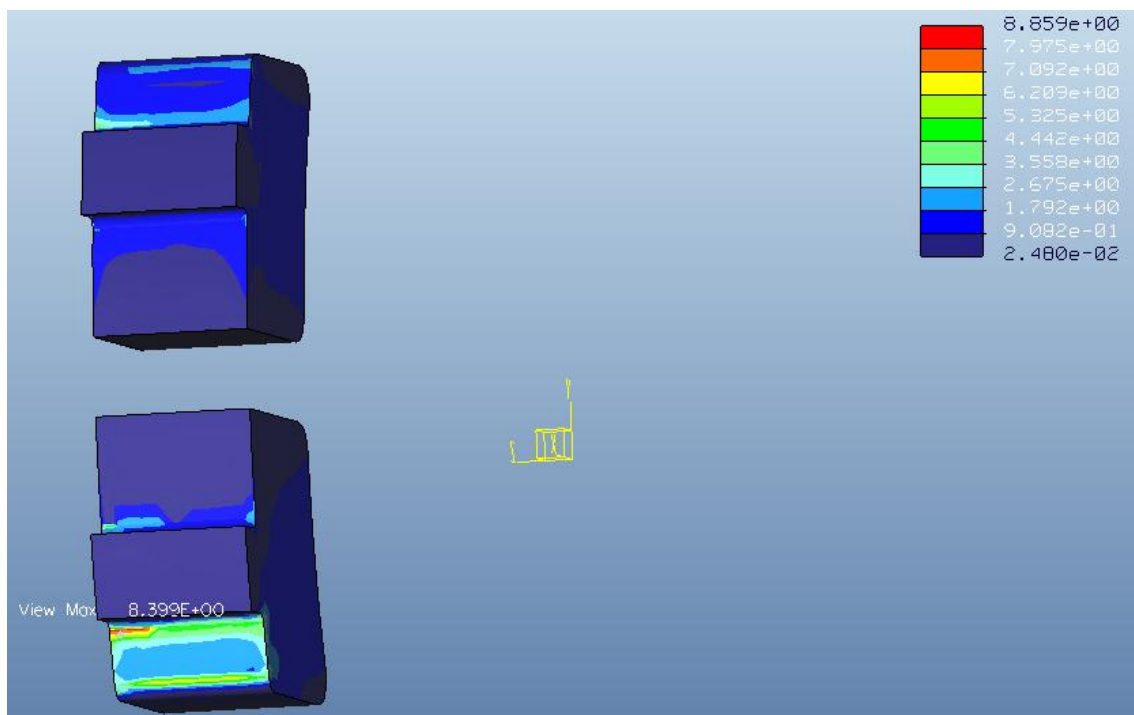


Figura 130. Visualización Stress Pro/Engineer en la zona del anclaje en el caso 3 a 100 km/h.

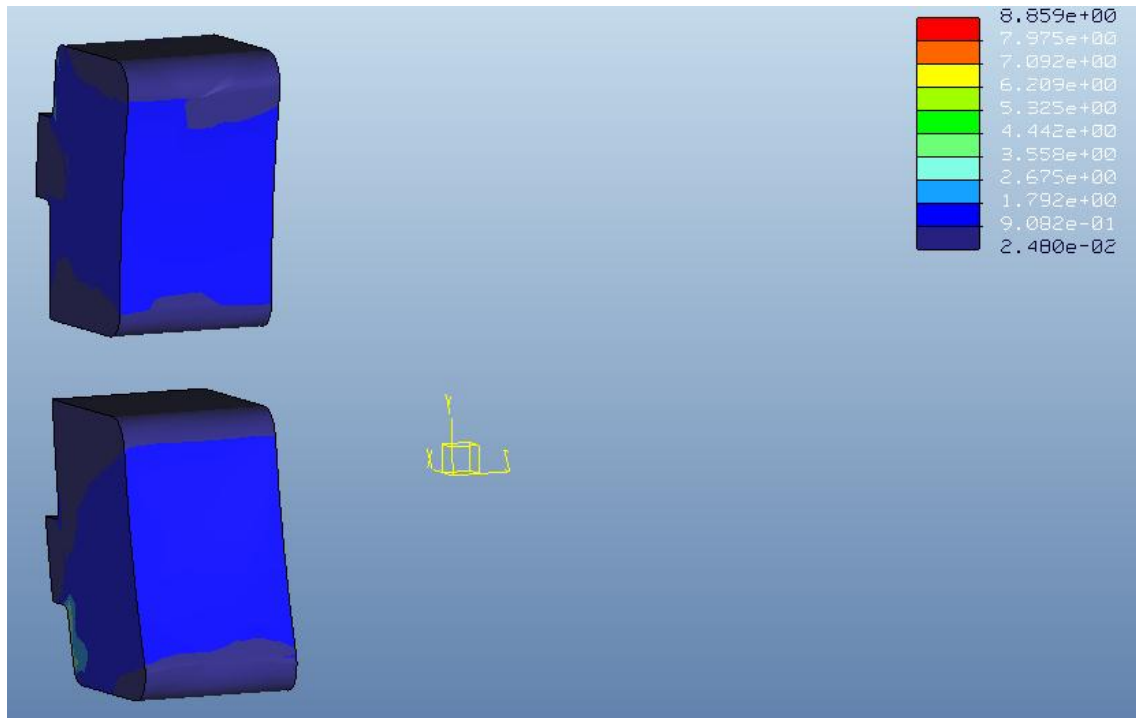


Figura 131. Visualización Stress Pro/Engineer en la zona de contacto en el caso 3 a 100 km/h.

TENSIÓN MÁXIMA	
8,399 MPa	
RANGO DE TENSIONES EN LA ZONA DE CONTACTO	
[2,480 E -02 – 1,792] MPa	

Tabla 15. Valores de las tensiones del análisis estático para 100 km/h en el caso 3.

ENSAYOS CON PRO/ENGINEER

- **Material:** Fe 20
- **Velocidad:** 80 km/h.
- **F_t :** 2800,35 N

Measures:	
max_beam_bending:	0.000000e+00
max_beam_tensile:	0.000000e+00
max_beam_torsion:	0.000000e+00
max_beam_total:	0.000000e+00
max_disp_mag:	2.251554e-03
max_disp_x:	1.414099e-03
max_disp_y:	-1.747192e-03
max_disp_z:	-1.630765e-04
max_prin_mag:	-1.287493e+04
max_rot_mag:	0.000000e+00
max_rot_x:	0.000000e+00
max_rot_y:	0.000000e+00
max_rot_z:	0.000000e+00
max_stress_prin:	5.488728e+03
max_stress_vm:	9.629077e+03
max_stress_xx:	-1.112423e+04
max_stress_xy:	4.720740e+03
max_stress_xz:	-1.582697e+03
max_stress_yy:	-1.078950e+04
max_stress_yz:	-8.626343e+02
max_stress_zz:	-3.968326e+03
min_stress_prin:	-1.287493e+04
strain_energy:	1.470272e+04

Figura 132. Resumen de los valores del análisis del caso 3 a 80 km/h.

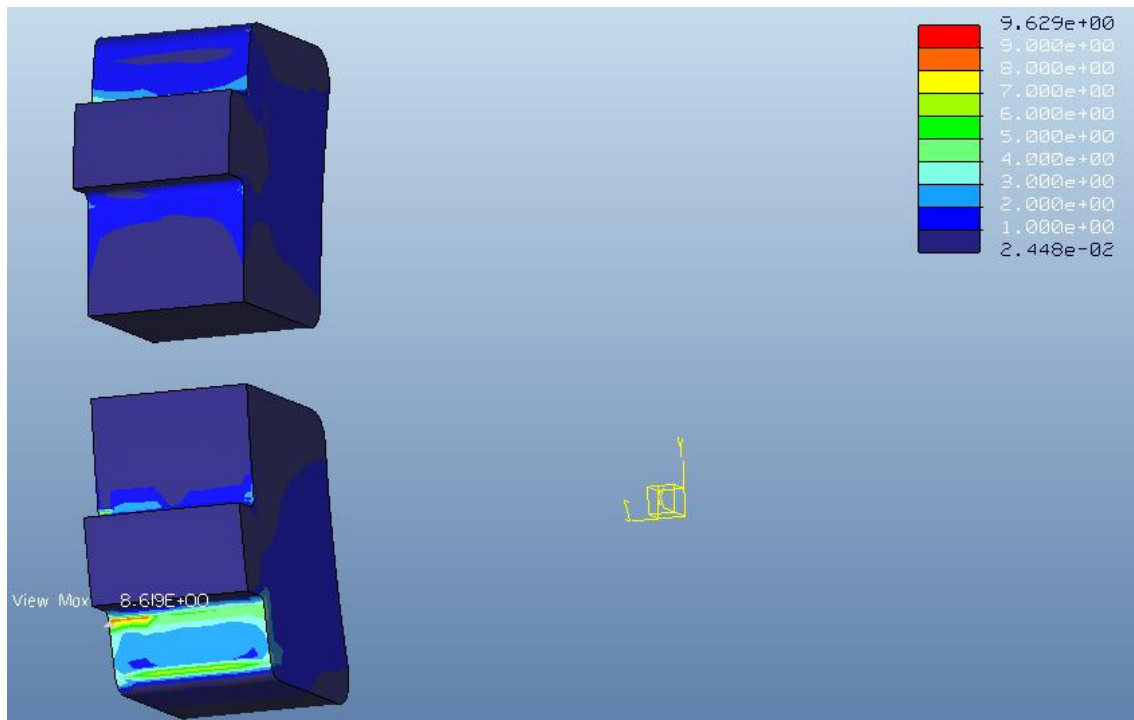


Figura 133. Visualización Stress Pro/Engineer en la zona del anclaje en el caso 3 a 80 km/h.

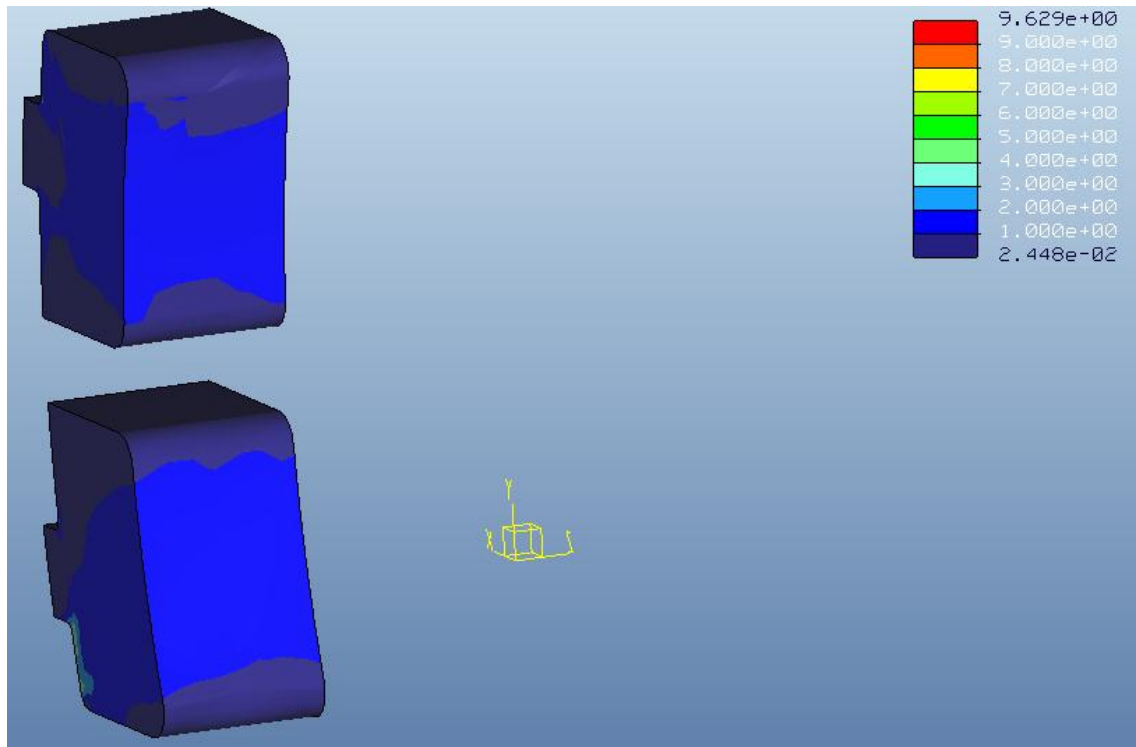


Figura 134. Visualización Stress Pro/Engineer en la zona de contacto en el caso 3 a 80 km/h.

Tensión Máxima	
8,619 MPa	
Rango de Tensiones en la Zona de Contacto	
[2,448 E -02 – 2,000] MPa	

Tabla 16. Valores de las tensiones del análisis estático para 80 km/h en el caso 3.

ENSAYOS CON PRO/ENGINEER

- **Material:** Fe 20
- **Velocidad:** 60 km/h.
- **F_t :** 3307,5 N

Measures:	
max_beam_bending:	0.000000e+00
max_beam_tensile:	0.000000e+00
max_beam_torsion:	0.000000e+00
max_beam_total:	0.000000e+00
max_disp_mag:	2.387095e-03
max_disp_x:	1.440849e-03
max_disp_y:	-1.898672e-03
max_disp_z:	-1.650284e-04
max_prin_mag:	-1.446818e+04
max_rot_mag:	0.000000e+00
max_rot_x:	0.000000e+00
max_rot_y:	0.000000e+00
max_rot_z:	0.000000e+00
max_stress_prin:	5.867043e+03
max_stress_vm:	1.108815e+04
max_stress_xx:	-1.164972e+04
max_stress_xy:	5.001614e+03
max_stress_xz:	-1.718535e+03
max_stress_yy:	-1.201432e+04
max_stress_yz:	-8.915254e+02
max_stress_zz:	-4.382963e+03
min_stress_prin:	-1.446818e+04
strain_energy:	1.511606e+04

Figura 135. Resumen de los valores del análisis del caso 3 a 60 km/h.

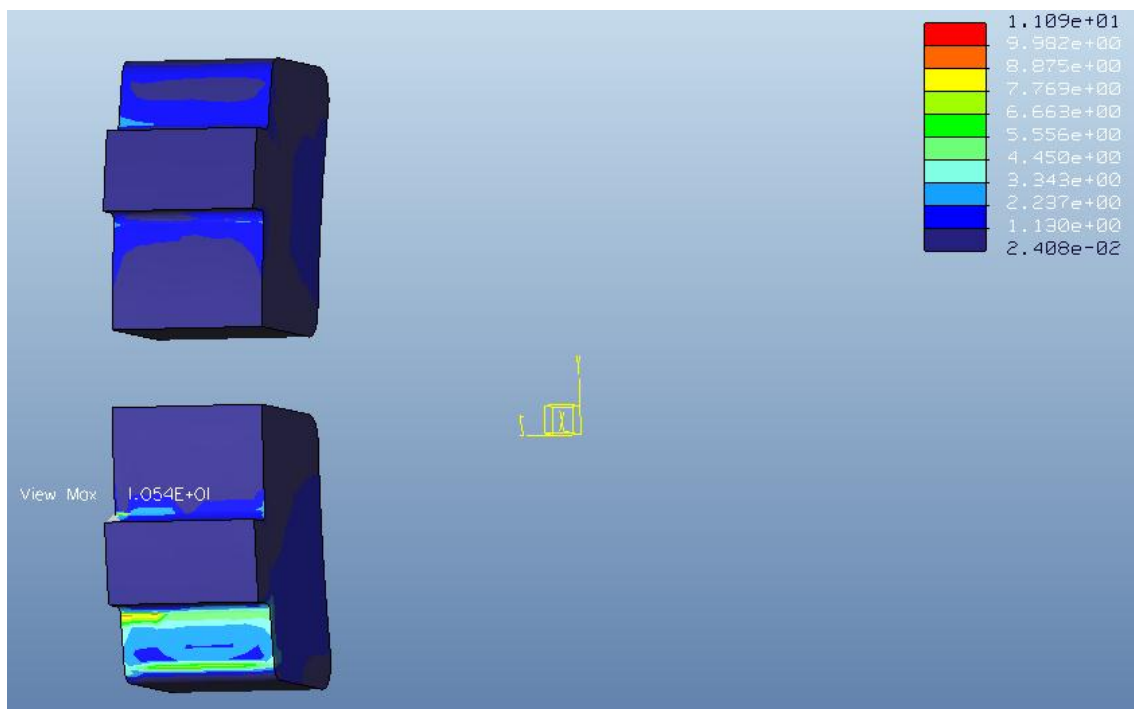


Figura 136. Visualización Stress Pro/Engineer en la zona del anclaje en el caso 3 a 60 km/h.

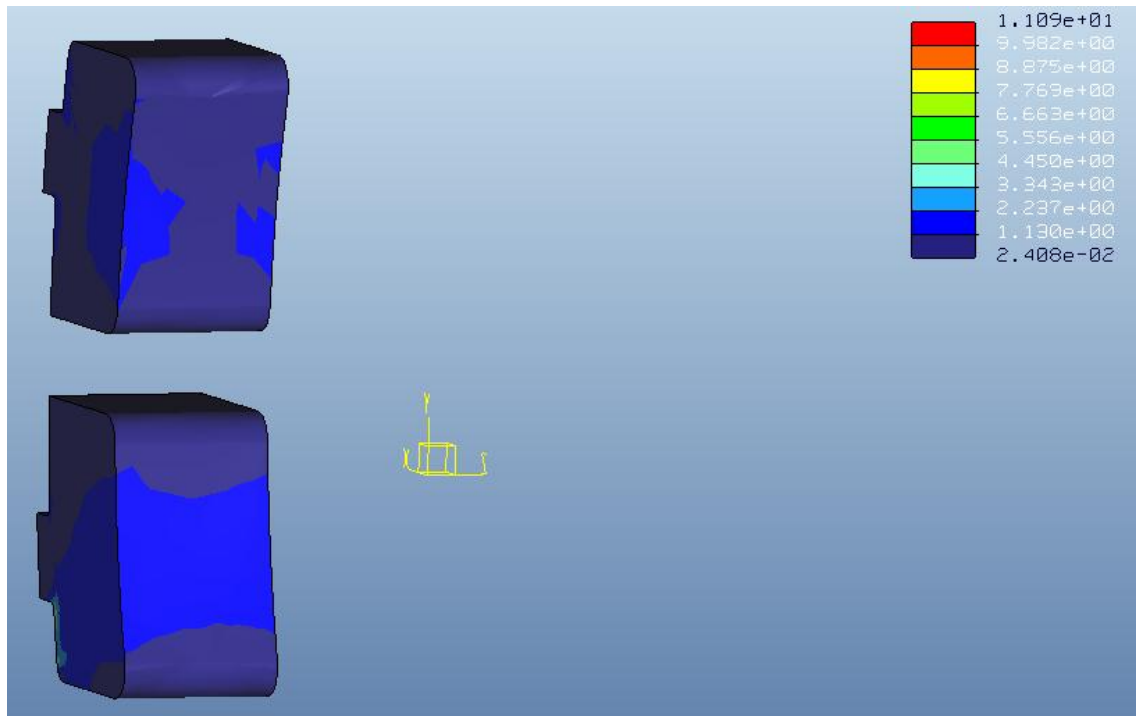


Figura 137. Visualización Stress Pro/Engineer en la zona de contacto en el caso 3 a 60 km/h.

TENSIÓN MÁXIMA	
1,054 E 01 MPa	
RANGO DE TENSIONES EN LA ZONA DE CONTACTO	
[2,408 E -02 – 2,237] MPa	

Tabla 17. Valores de las tensiones del análisis estático para 60 km/h en el caso 3.

ENSAYOS CON PRO/ENGINEER

- **Material:** Fe 20
- **Velocidad:** 40 km/h.
- **F_t :** 4035,15 N

Measures:	
max_beam_bending:	0.000000e+00
max_beam_tensile:	0.000000e+00
max_beam_torsion:	0.000000e+00
max_beam_total:	0.000000e+00
max_disp_mag:	2.580927e-03
max_disp_x:	1.477264e-03
max_disp_y:	-2.112237e-03
max_disp_z:	1.644452e-04
max_prin_mag:	-1.613694e+04
max_rot_mag:	0.000000e+00
max_rot_x:	0.000000e+00
max_rot_y:	0.000000e+00
max_rot_z:	0.000000e+00
max_stress_prin:	6.400056e+03
max_stress_vm:	1.272124e+04
max_stress_xx:	-1.105406e+04
max_stress_xy:	5.414451e+03
max_stress_xz:	-1.818575e+03
max_stress_yy:	-1.345021e+04
max_stress_yz:	-9.317623e+02
max_stress_zz:	-4.788528e+03
min_stress_prin:	-1.613694e+04
strain_energy:	1.581433e+04

Figura 138. Resumen de los valores del análisis del caso 3 a 40 km/h.

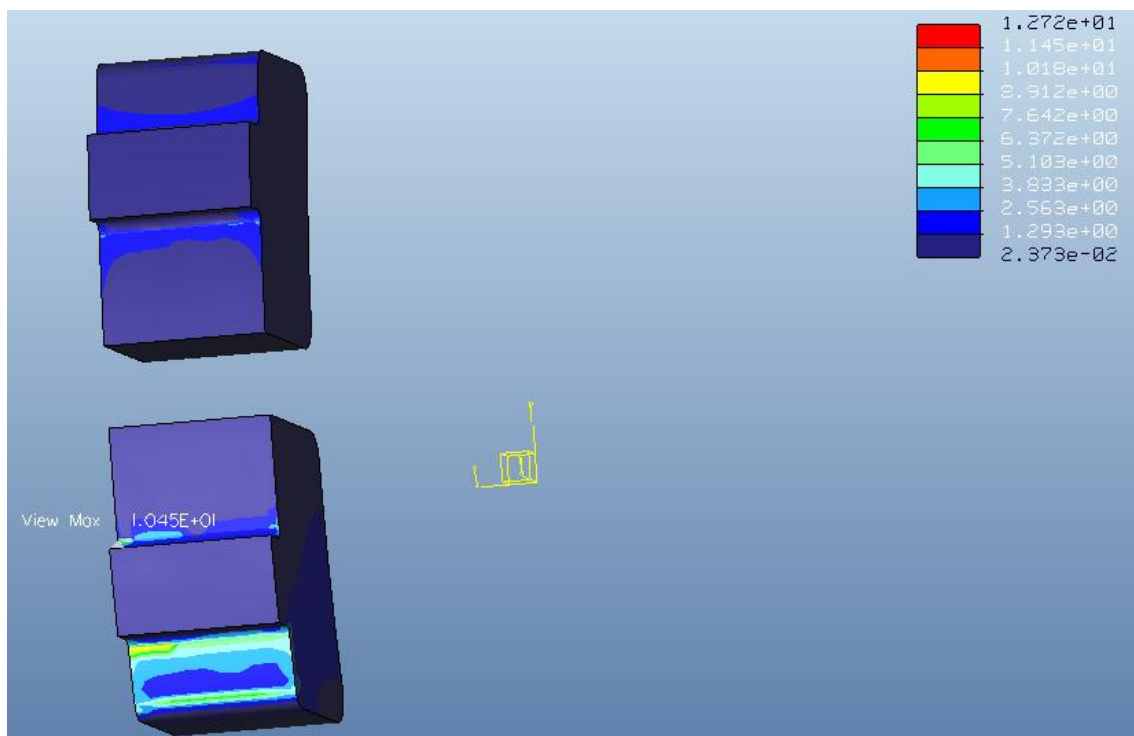


Figura 139. Visualización Stress Pro/Engineer en la zona del anclaje en el caso 3 a 40 km/h.

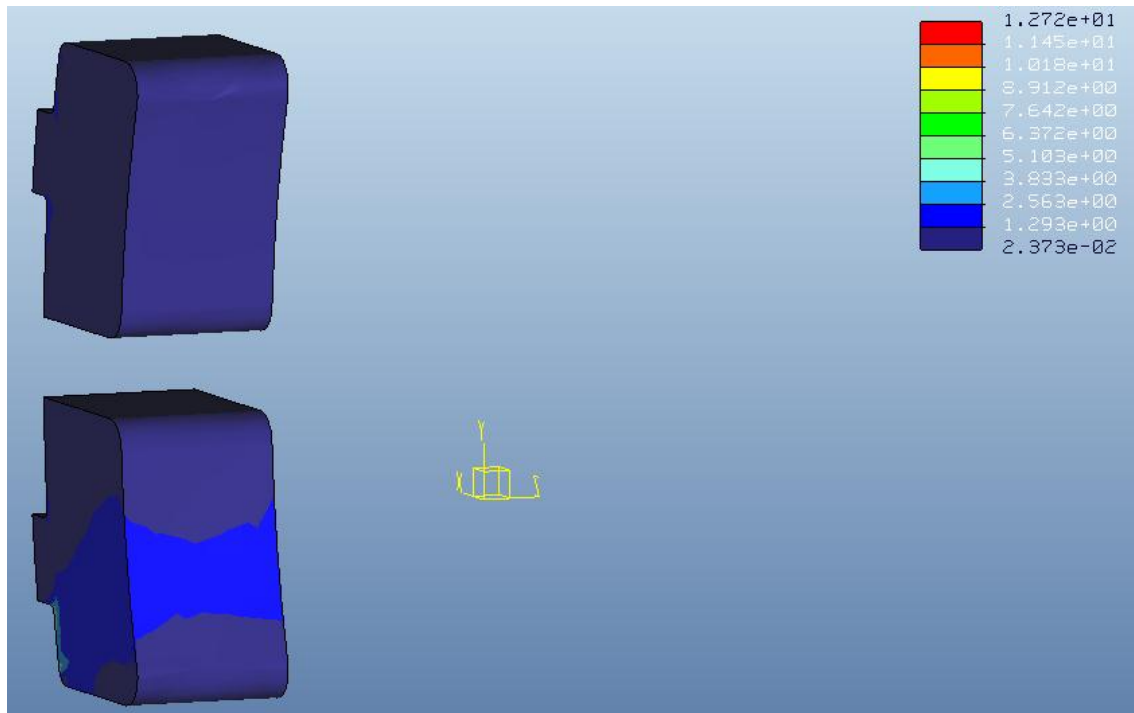


Figura 140. Visualización Stress Pro/Engineer en la zona de contacto en el caso 3 a 40 km/h.

TENSION MÁXIMA	
1,045 E 01 MPa	
RANGO DE TENSIONES EN LA ZONA DE CONTACTO	
[2,373 E -02 – 2,563] MPa	

Tabla 18. Valores de las tensiones del análisis estático para 40 km/h en el caso 3.

Introduciendo el radio de acuerdo se produce un aumento de las tensiones máximas tanto en los anclajes como en la superficie de contacto. Esto es debido a que la superficie sometida a restricción de desplazamiento de empotramiento se ha aumentado al incluir los redondeos, y por tanto la deformación del ferodo es menor, tal y como se ve en los resúmenes de los valores del análisis de cada caso. Así de la misma manera, obtenemos una distribución de tensiones mucho más uniforme que en cualquiera de los otros ferodos dobles, puesto que el acabado con arista viva era un elemento de concentración de tensiones.

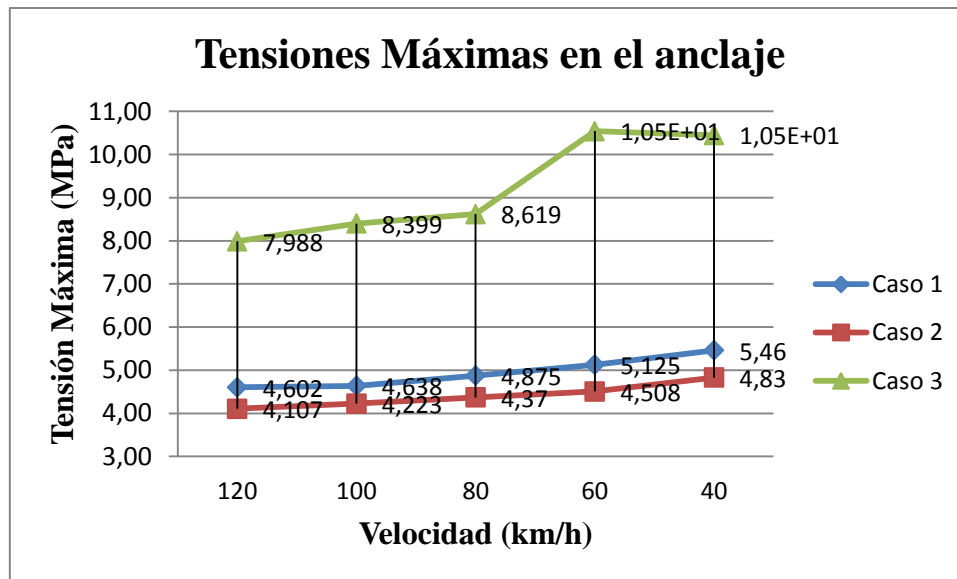


Figura 141. Tensiones máximas en el anclaje en el caso 3.

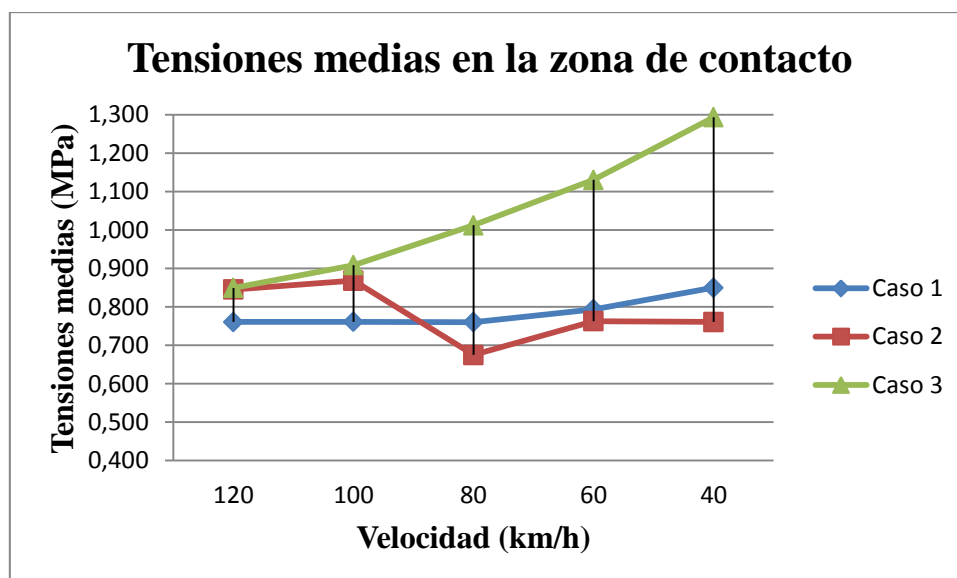
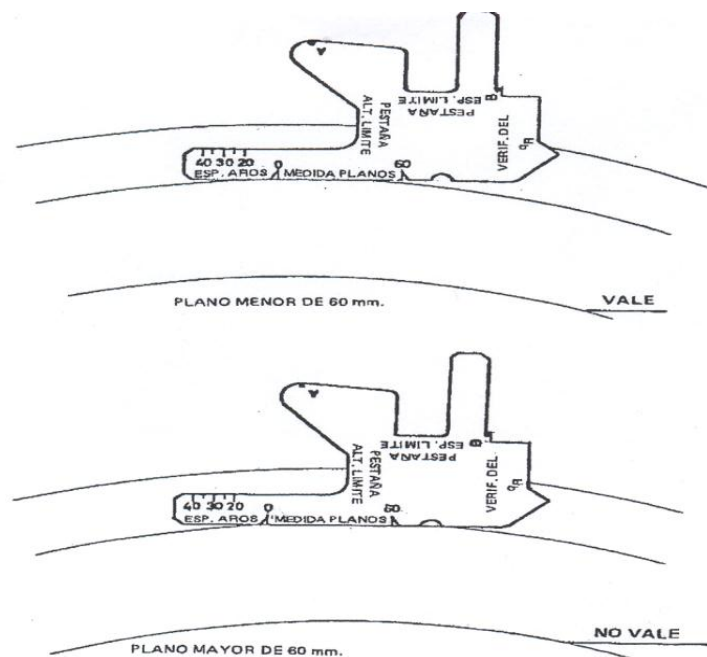


Figura 142. Tensiones medias en la zona de contacto en el caso 3.

Por último, tras realizar los distintos análisis para cada uno de los ferodos doble podemos decir que el aumento del espesor de los anclajes, como única mejora, da lugar a una menor tensión máxima en el anclaje. Esto tiene como inconveniente la concentración de tensiones en el cambio de sección, para solucionarlo introducimos el radio de acuerdo entre el anclaje y el cuerpo del ferodo. Con esta mejora conseguimos que la tensión en la zona del anclaje se distribuya a lo largo de una superficie mayor, por lo que el aumento de tensión no resulta significativo. Además se observa como la distribución de tensiones a lo largo de la superficie de contacto es más uniforme en ambos cuerpos del ferodo.

5.4 Análisis y estudio del caso crítico “Frenado con Plano en la Rueda”.

En este apartado, realizaremos distintos ensayos para determinar la influencia de la existencia de un plano en la rueda durante el proceso de frenado mediante el ferodo doble. Este tipo de caso es particularmente frecuente en los vehículos ferroviarios. El estudio consistirá en una comparativa entre las tensiones que sufre el ferodo en servicio regular frente al caso crítico en el que exista un plano como máximo igual a 60 mm, tanto en los ferodos conforme ETI como en los ferodos con las mejoras implementadas.



PLANTILLA DEL VISITADOR. MEDIDA DE PLANOS.

Figura 143. Plantilla de medida de planos en Llanta.

5.4.1 Caso 4. Ferodo Doble conforme ETI. Casos críticos.

Teniendo en cuenta los casos realizados anteriormente, podemos concluir que las mayores variaciones de tensión que tienen lugar en el ferodo durante la deceleración del tren desde 120 km/h a 40 km/h, se dan en intervalos de 40 km/h.

Para ello estudiaremos cuatro posibles situaciones:

ENSAYOS CON PRO/ENGINEER

- Plano de 60 mm en llanta coincidente con el extremo superior del ferodo doble de la mitad superior:

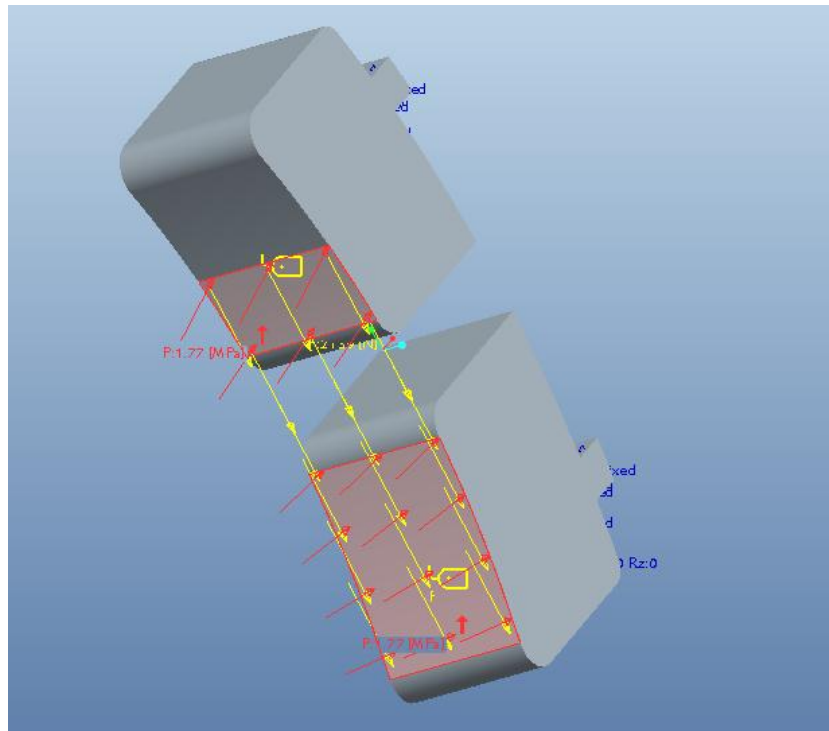


Figura 144. Distribución de cargas con plano en llanta en el extremo superior del ferodo doble de la mitad superior.

- Plano de 60 mm en llanta coincidente con el extremo inferior del ferodo doble de la mitad superior:

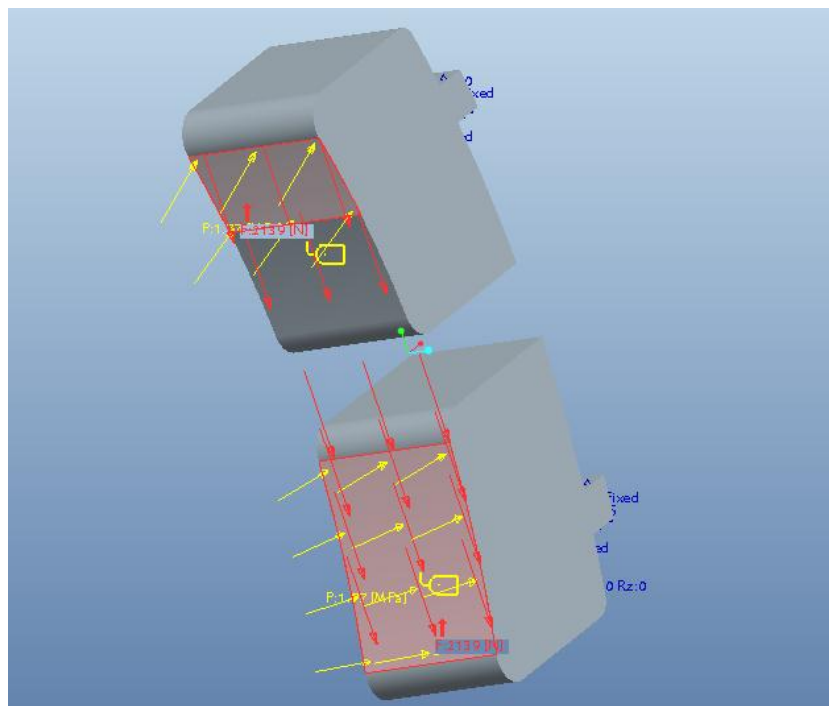


Figura 145. Distribución de cargas con plano en llanta en el extremo inferior del ferodo doble de la mitad superior.

- Plano de 60 mm en llanta coincidente con el extremo superior del ferodo doble de la mitad inferior:

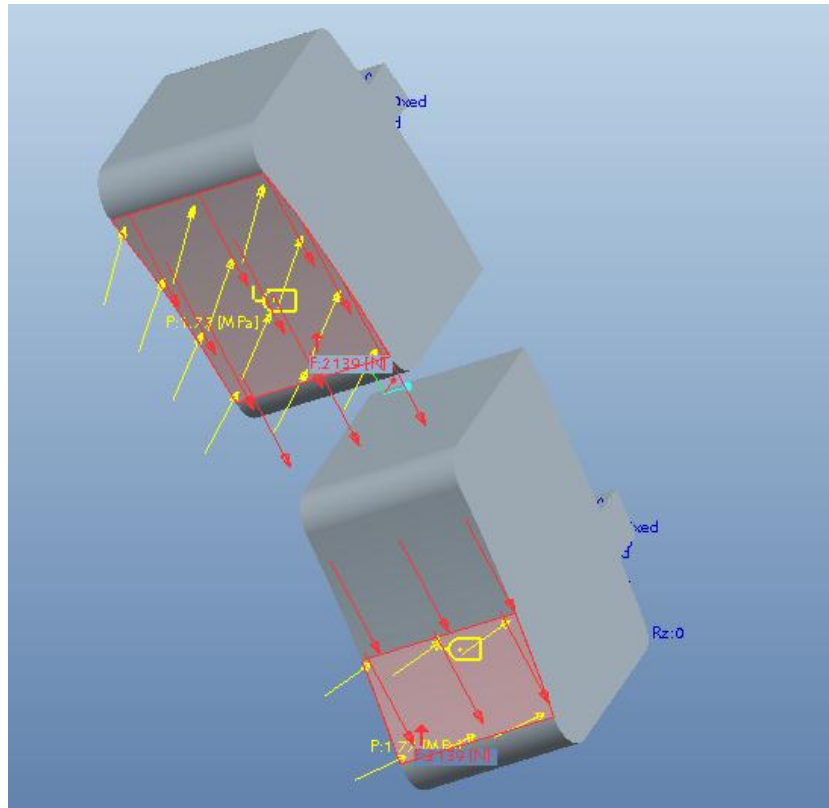


Figura 146. Distribución de cargas con plano en llanta en el extremo superior del ferodo doble de la mitad inferior.

- Plano de 60 mm en llanta coincidente con el extremo inferior del ferodo doble de la mitad inferior:

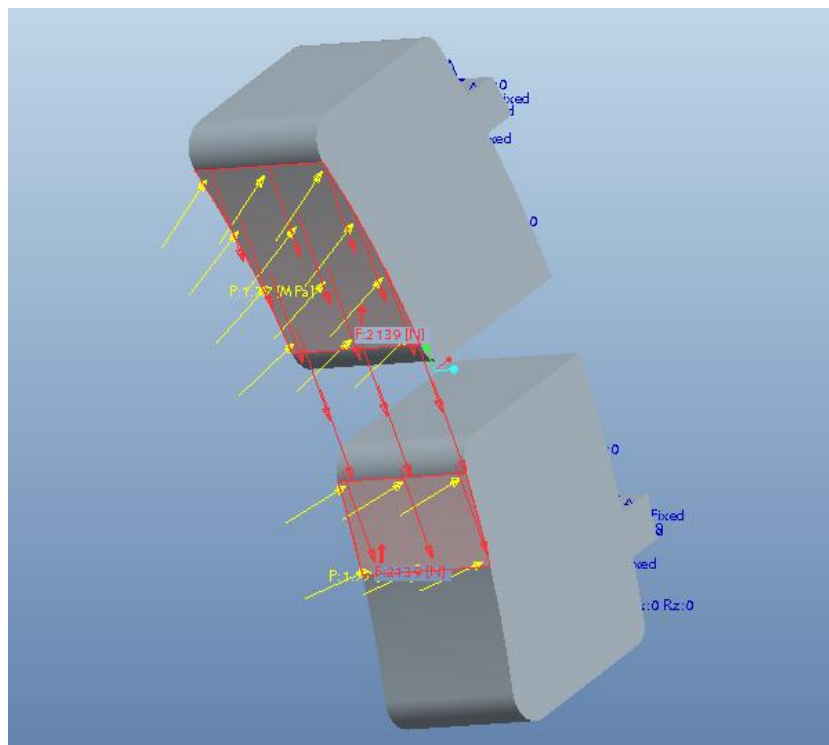


Figura 147. Distribución de cargas con plano en llanta en el extremo inferior del ferodo doble de la mitad inferior.

ENSAYOS CON PRO/ENGINEER

Como se puede observar en las figuras anteriores, la superficie de contacto entre el ferodo y la rueda ha cambiado debido a la existencia de un plano de 60 mm en la llanta. Por tanto, la componente normal del esfuerzo ejercido por el ferodo sobre la rueda cambia. Es por esto, que es preciso conocer el nuevo área que se corresponde con la zona de contacto, para ello se halla el nuevo área.

$$L_{Total} = L_1 \cdot L_2 = r \cdot (\alpha_1 + \alpha_2) = 460 \text{ mm} \cdot \left(\frac{271}{3600} \cdot \pi \text{ rad} + \frac{73}{2250} \cdot \pi \text{ rad} \right)$$

$$L_{Total} = 46,92 \text{ mm} + 108,80 \text{ mm} = 155,72 \text{ mm}$$

$$A_{Total} = L_{Total} \cdot a = 155,72 \text{ mm} \cdot 80 \text{ mm} = 12457,60 \text{ mm}^2$$

$$Q = 4,5 \text{ t} \rightarrow Q/2 = 2,25 \text{ t (un ferodo)} = 2,25 \cdot 10^3 \text{ kg} \cdot 9,8 \text{ m/s}^2 = 22050 \text{ N}$$

$$P = \frac{Q/2}{A} = \frac{22050 \text{ N}}{12457,60 \text{ mm}^2} = 1,770 \text{ MPa}$$

Es preciso recordar que la componente tangencial del esfuerzo de frenado, depende únicamente de la velocidad, por lo que tomaremos los valores reflejados en la tabla 3.

ENSAYOS CON PRO/ENGINEER

- **Material:** Fe 20
- **Velocidad:** 120 km/h.
- **F_t :** 2138,85 N

```

Measures:

max_beam_bending:    0.000000e+00
max_beam_tensile:    0.000000e+00
max_beam_torsion:    0.000000e+00
max_beam_total:      0.000000e+00
max_disp_mag:        2.993865e-03
max_disp_x:          1.897187e-03
max_disp_y:          -2.308388e-03
max_disp_z:          2.223381e-04
max_prin_mag:        -1.072294e+04
max_rot_mag:         0.000000e+00
max_rot_x:           0.000000e+00
max_rot_y:           0.000000e+00
max_rot_z:           0.000000e+00
max_stress_prin*:    2.598500e+03
max_stress_vm:       6.448184e+03
max_stress_xx:       -1.018938e+04
max_stress_xy*:      3.233174e+03
max_stress_xz:       2.063058e+03
max_stress_yy:       -6.785206e+03
max_stress_yz*:      7.221294e+02
max_stress_zz:       -4.080670e+03
min_stress_prin:     -1.072294e+04
strain_energy:       1.960731e+04
  
```

Figura 148. Resumen de los valores del análisis del caso 4 a 120 km/h. Plano en extremo superior de la mitad superior.

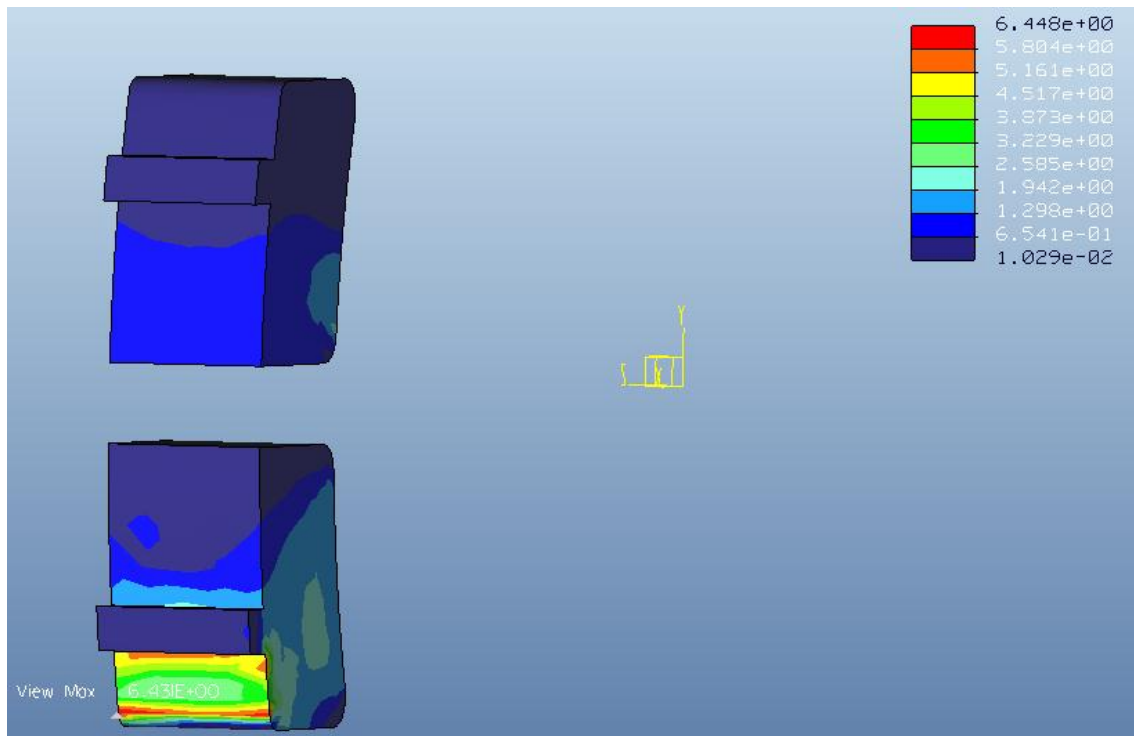


Figura 149. Visualización Stress Pro/Engineer en la zona del anclaje en el caso 4 a 120 km/h. Plano en extremo superior de la mitad superior.

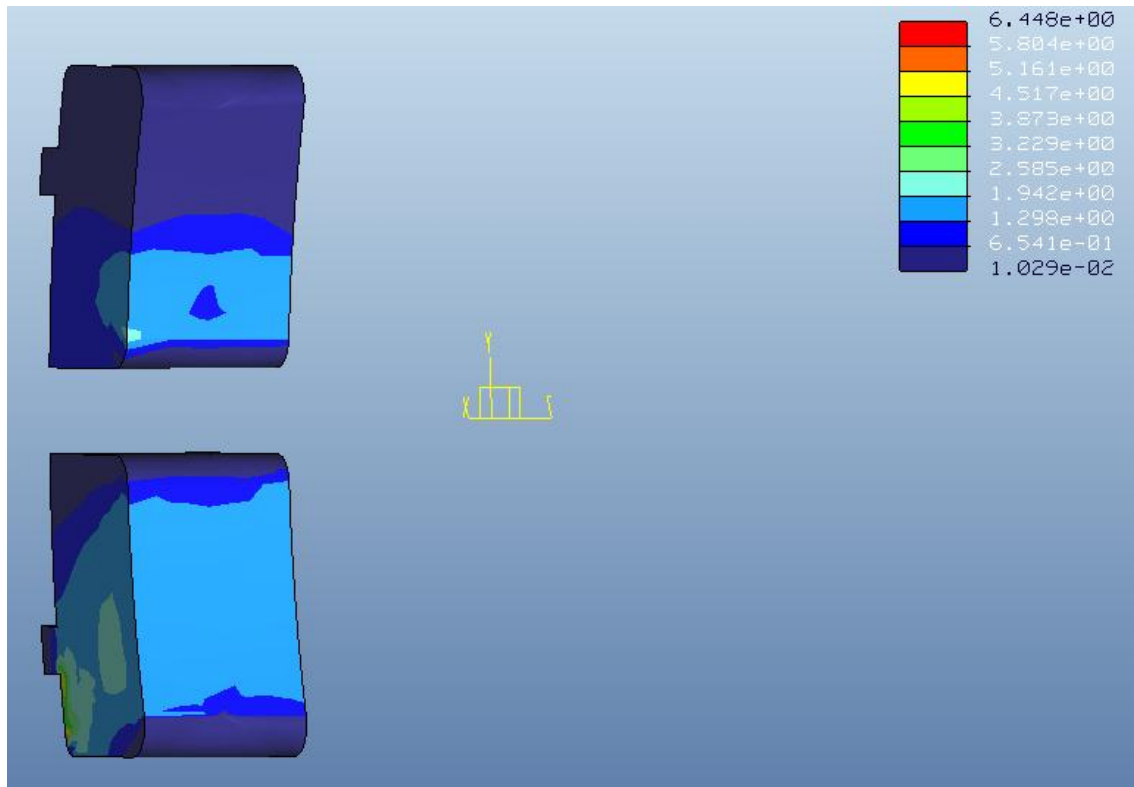


Figura 150. Visualización Stress Pro/Engineer en la zona de contacto en el caso 4 a 120 km/h. Plano en extremo superior de la mitad superior.

Tensión Máxima	
6,431 MPa	
Rango de Tensiones en la Zona de Contacto	
[1,029 E -02 – 1,942] MPa	

Tabla 19. Valores de las tensiones del análisis estático para 120 km/h en el caso 4. Plano en extremo superior de la mitad superior.

Measures:	
max_beam_bending:	0.000000e+00
max_beam_tensile:	0.000000e+00
max_beam_torsion:	0.000000e+00
max_beam_total:	0.000000e+00
max_disp_mag:	2.987345e-03
max_disp_x:	1.896006e-03
max_disp_y:	-2.300900e-03
max_disp_z:	-2.213035e-04
max_prin_mag:	-1.070517e+04
max_rot_mag:	0.000000e+00
max_rot_x:	0.000000e+00
max_rot_y:	0.000000e+00
max_rot_z:	0.000000e+00
max_stress_prin*:	2.591890e+03
max_stress_vm:	6.437089e+03
max_stress_xx:	-1.017186e+04
max_stress_xy*:	3.226670e+03
max_stress_xz:	2.059713e+03
max_stress_yy:	-6.773334e+03
max_stress_yz*:	7.208541e+02
max_stress_zz:	-4.073750e+03
min_stress_prin*:	-1.070517e+04
strain_energy:	2.036243e+04

Figura 151. Resumen de los valores del análisis del caso 4 a 120 km/h. Plano en extremo inferior de la mitad superior.

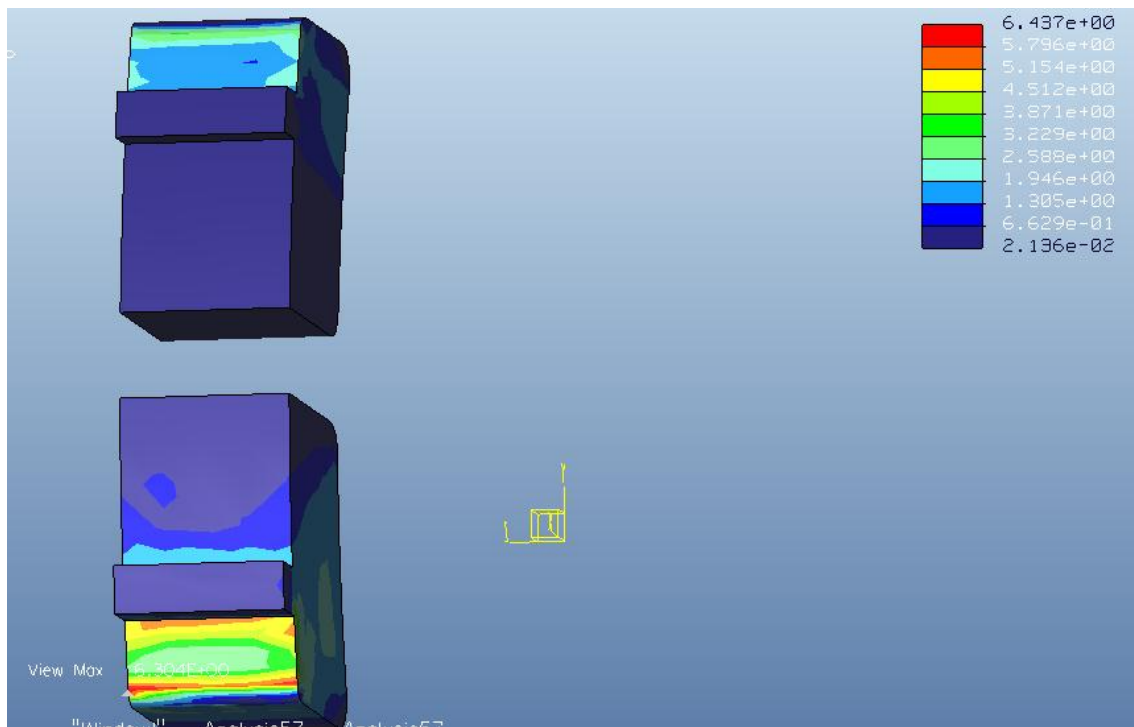


Figura 152. Visualización Stress Pro/Engineer en la zona del anclaje en el caso 4 a 120 km/h. Plano en extremo inferior de la mitad superior.

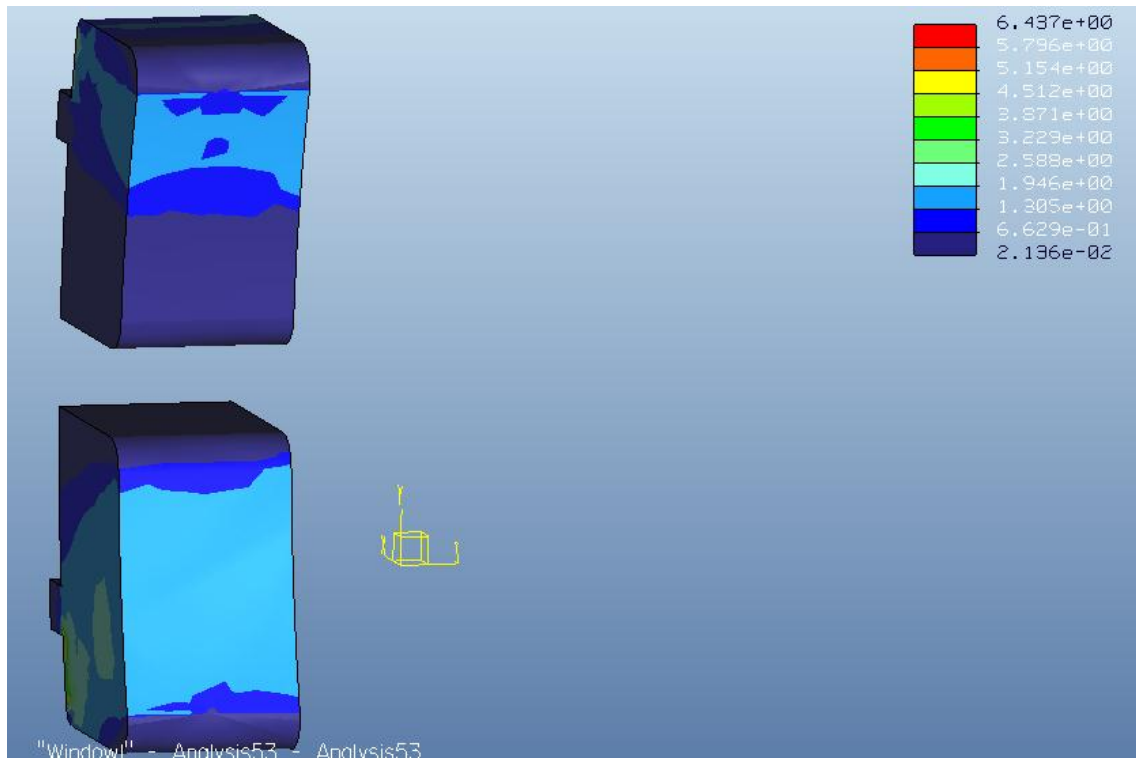


Figura 153. Visualización Stress Pro/Engineer en la zona de contacto en el caso 4 a 120 km/h. Plano en extremo inferior de la mitad superior.

Tensión Máxima	
6,304 MPa	
Rango de Tensiones en la Zona de Contacto	
[2,136 E -02 – 1,946] MPa	

Tabla 20. Valores de las tensiones del análisis estático para 120 km/h en el caso 4. Plano en extremo inferior de la mitad superior.

Measures:	
max_beam_bending:	0.000000e+00
max_beam_tensile:	0.000000e+00
max_beam_torsion:	0.000000e+00
max_beam_total:	0.000000e+00
max_disp_mag:	2.716665e-03
max_disp_x:	1.729675e-03
max_disp_y:	-2.175220e-03
max_disp_z:	2.263856e-04
max_prin_mag*:	-9.386204e+03
max_rot_mag:	0.000000e+00
max_rot_x:	0.000000e+00
max_rot_y:	0.000000e+00
max_rot_z:	0.000000e+00
max_stress_prin*:	1.478959e+03
max_stress_vm*:	6.288915e+03
max_stress_xx*:	-8.842869e+03
max_stress_xy*:	1.735417e+03
max_stress_xz*:	1.655199e+03
max_stress_yy*:	-3.874607e+03
max_stress_yz*:	-4.337778e+02
max_stress_zz*:	-3.031771e+03
min_stress_prin*:	-9.386204e+03
strain_energy:	1.879585e+04

Figura 154. Resumen de los valores del análisis del caso 4 a 120 km/h. Plano en extremo superior de la mitad inferior.

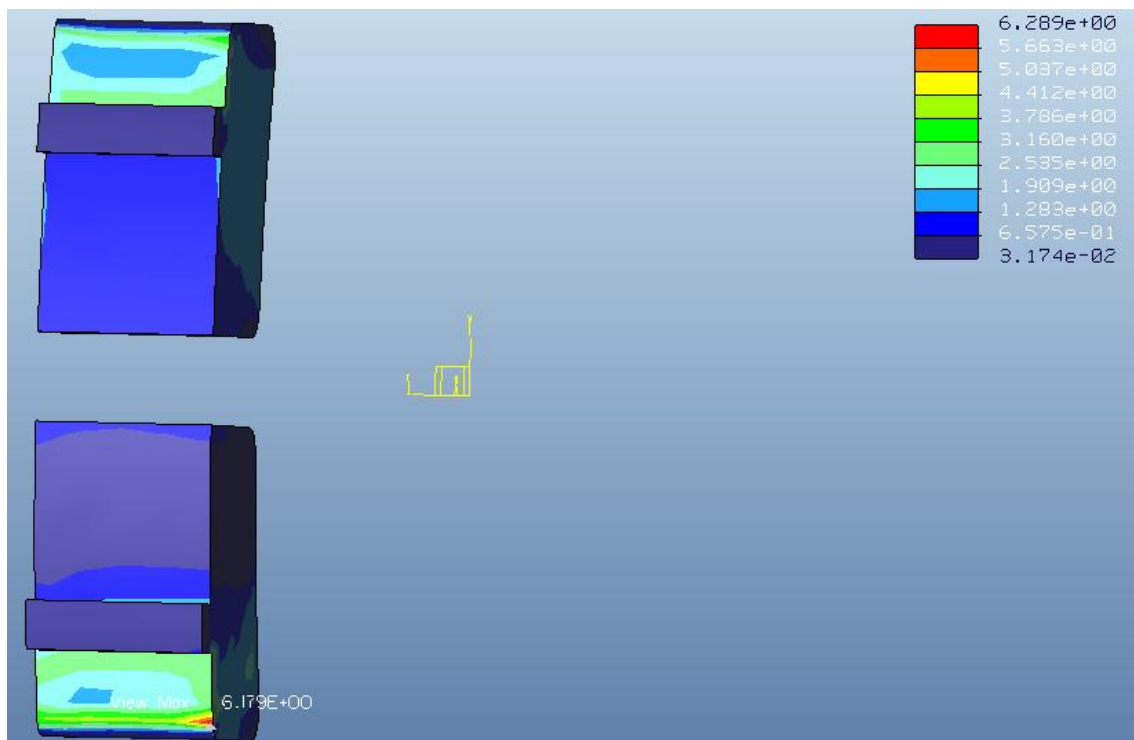


Figura 155. Visualización Stress Pro/Engineer en la zona del anclaje en el caso 4 a 120 km/h. Plano en extremo superior de la mitad inferior.

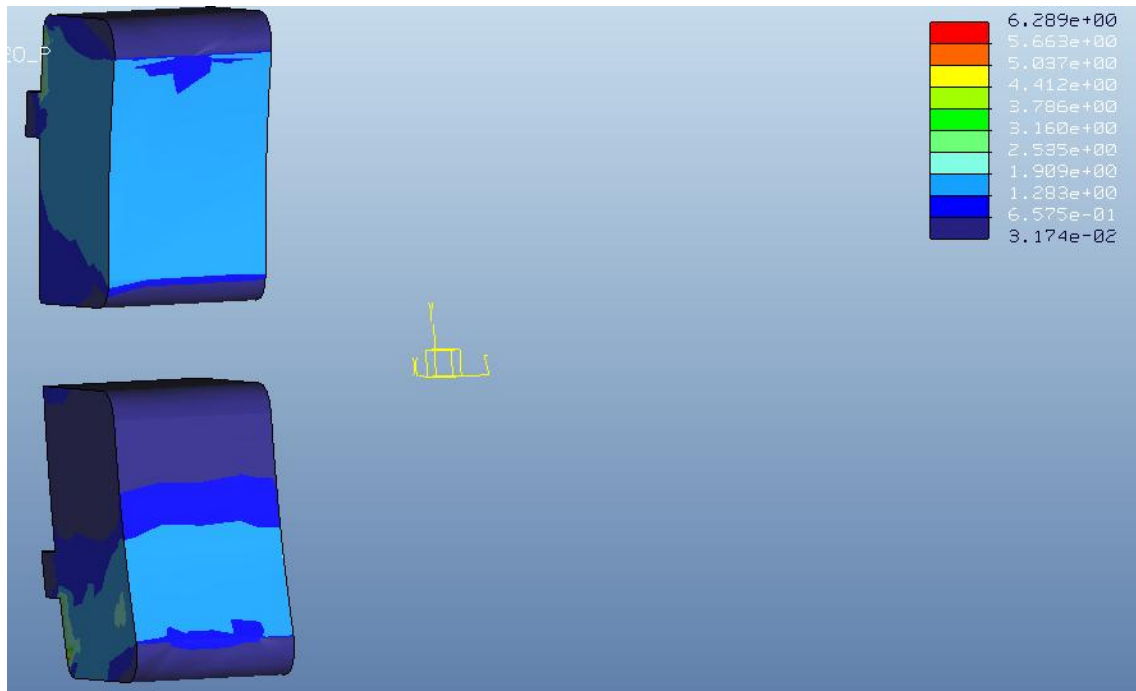


Figura 156. Visualización Stress Pro/Engineer en la zona de contacto en el caso 4 a 120 km/h. Plano en extremo superior de la mitad inferior.

TENSIÓN MÁXIMA
6,179 MPa
RANGO DE TENSIONES EN LA ZONA DE CONTACTO
[3,174 E -02 – 1,909] MPa

Tabla 21. Valores de las tensiones del análisis estático para 120 km/h en el caso 4. Plano en extremo superior de la mitad inferior.

Measures:	
max_beam_bending:	0.000000e+00
max_beam_tensile:	0.000000e+00
max_beam_torsion:	0.000000e+00
max_beam_total:	0.000000e+00
max_disp_mag:	1.807375e-03
max_disp_x:	1.736628e-03
max_disp_y:	6.167677e-04
max_disp_z:	2.551252e-04
max_prin_mag:	-7.335679e+03
max_rot_mag:	0.000000e+00
max_rot_x:	0.000000e+00
max_rot_y:	0.000000e+00
max_rot_z:	0.000000e+00
max_stress_prin*:	1.009909e+03
max_stress_vm*:	4.882918e+03
max_stress_xx:	-6.822097e+03
max_stress_xy*:	-1.552703e+03
max_stress_xz:	1.318818e+03
max_stress_yy:	-3.162462e+03
max_stress_yz*:	-3.715025e+02
max_stress_zz:	-2.403249e+03
min_stress_prin*:	-7.335679e+03
strain_energy:	1.574695e+04

Figura 157. Resumen de los valores del análisis del caso 4 a 120 km/h. Plano en extremo inferior de la mitad inferior.

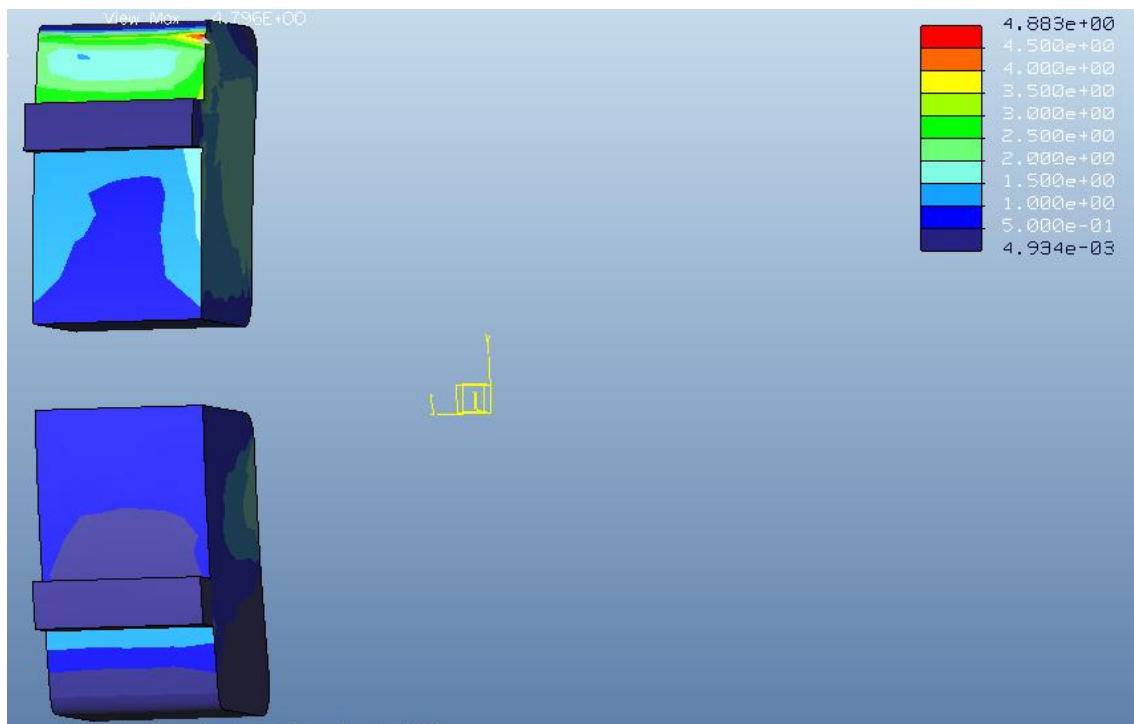


Figura 158. Visualización Stress Pro/Engineer en la zona del anclaje en el caso 4 a 120 km/h. Plano en extremo inferior de la mitad inferior.

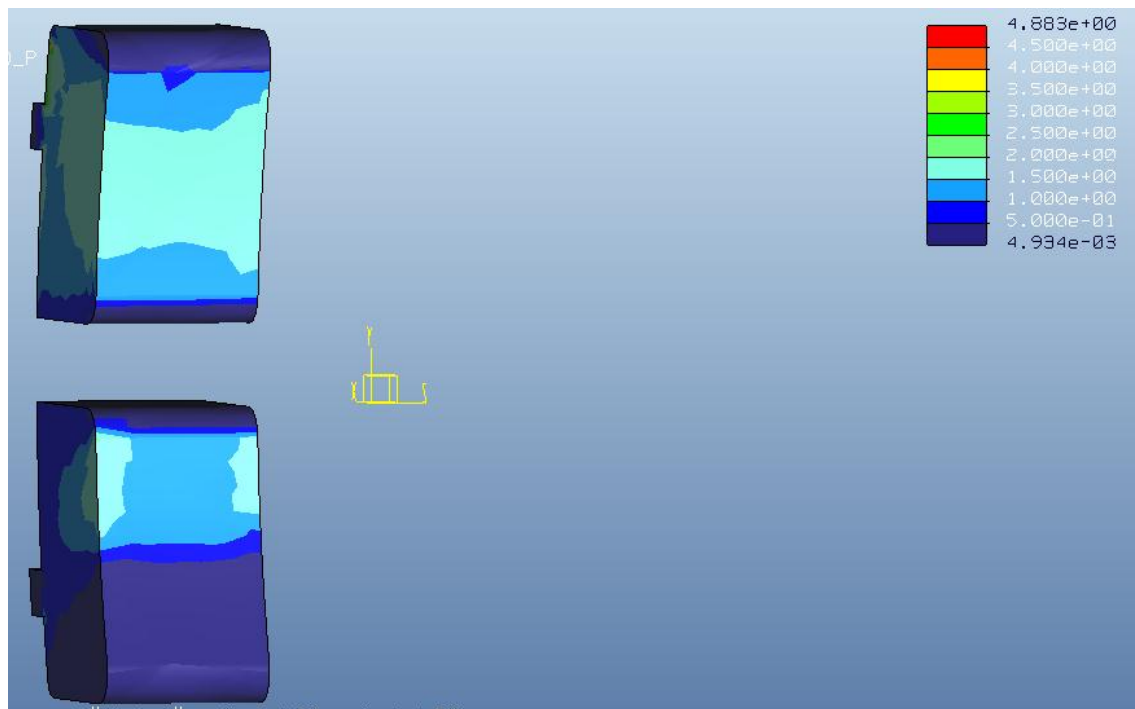


Figura 159. Visualización Stress Pro/Engineer en la zona de contacto en el caso 4 a 120 km/h. Plano en extremo inferior de la mitad inferior.

Tensión Máxima	
4,796 MPa	
Rango de Tensiones en la Zona de Contacto	
[4,934 E -03 – 2,000] MPa	

Tabla 22. Valores de las tensiones del análisis estático para 120 km/h en el caso 4. Plano en extremo inferior de la mitad inferior.

ENSAYOS CON PRO/ENGINEER

- **Material:** Fe 20
- **Velocidad:** 80 km/h.
- **F_t :** 2800,35 N

Measures:	
max_beam_bending:	0.000000e+00
max_beam_tensile:	0.000000e+00
max_beam_torsion:	0.000000e+00
max_beam_total:	0.000000e+00
max_disp_mag:	3.255114e-03
max_disp_x:	1.946026e-03
max_disp_y:	-2.604193e-03
max_disp_z:	-2.207232e-04
max_prin_mag:	-1.142500e+04
max_rot_mag:	0.000000e+00
max_rot_x:	0.000000e+00
max_rot_y:	0.000000e+00
max_rot_z:	0.000000e+00
max_stress_prin*:	2.859671e+03
max_stress_vm*:	6.886635e+03
max_stress_xx:	-1.088140e+04
max_stress_xy*:	3.490097e+03
max_stress_xz:	2.195205e+03
max_stress_yy:	-7.254204e+03
max_stress_yz*:	7.725060e+02
max_stress_zz:	-4.354042e+03
min_stress_prin:	-1.142500e+04
strain_energy:	2.074716e+04

Figura 160. Resumen de los valores del análisis del caso 4 a 80 km/h. Plano en extremo superior de la mitad superior.

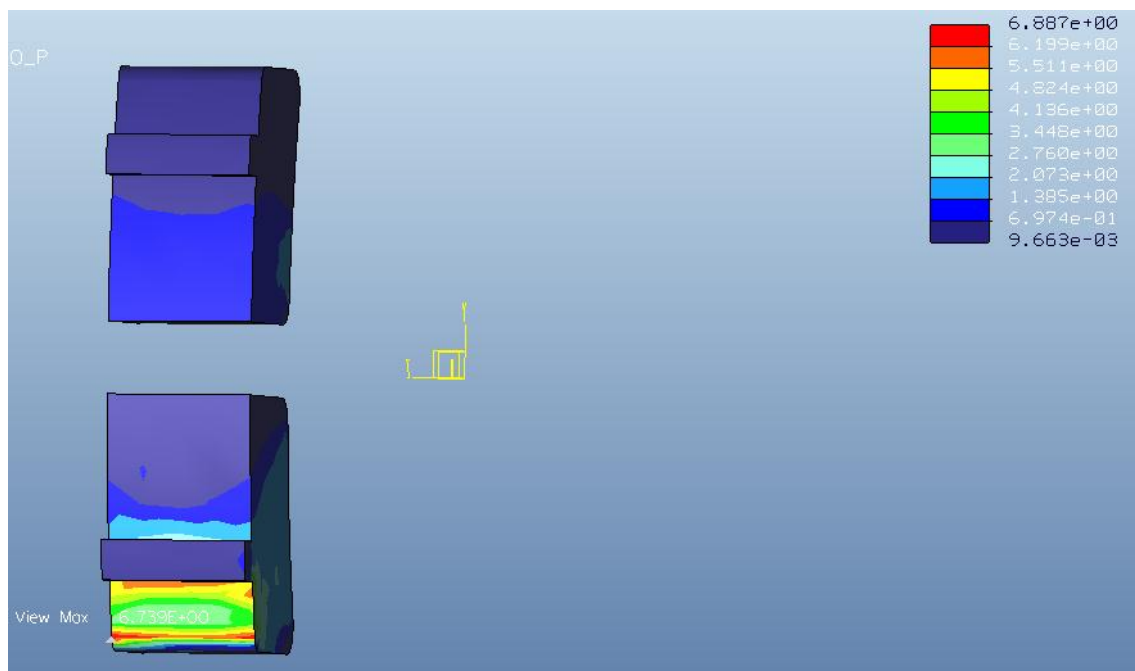


Figura 161. Visualización Stress Pro/Engineer en la zona del anclaje en el caso 4 a 80 km/h. Plano en extremo superior de la mitad superior.

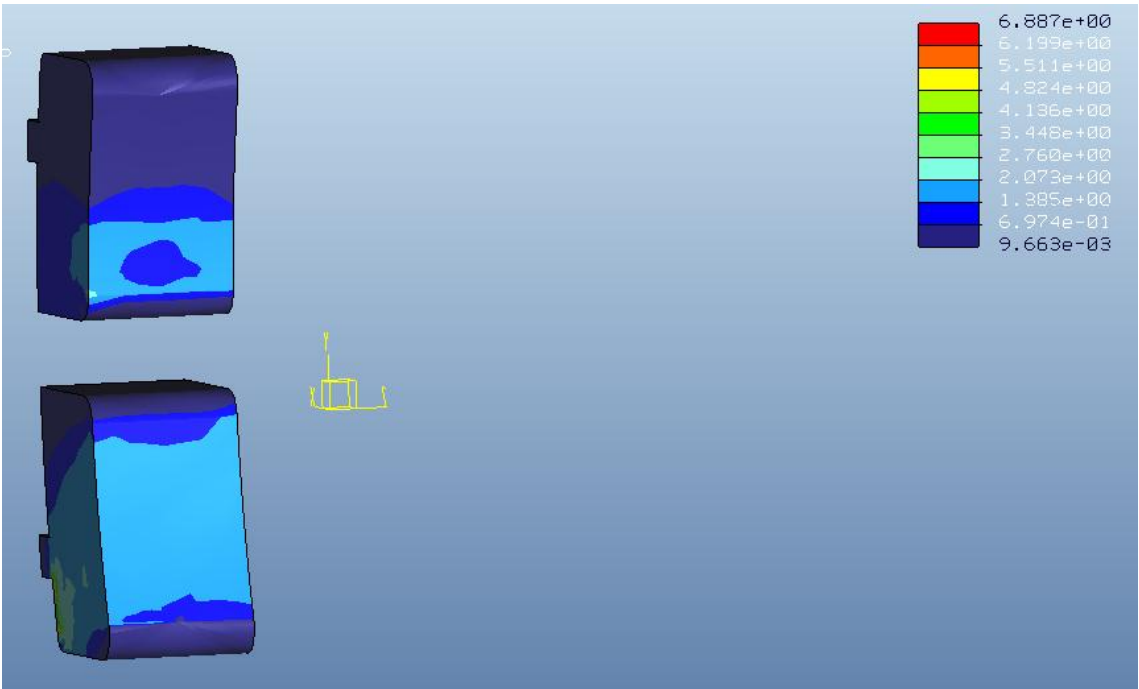


Figura 162. Visualización Stress Pro/Engineer en la zona de contacto en el caso 4 a 80 km/h. Plano en extremo superior de la mitad superior.

Tensión Máxima	
6,739 MPa	
Rango de Tensiones en la Zona de Contacto	
[9,663 E -03 – 2,073] MPa	

Tabla 23. Valores de las tensiones del análisis estático para 80 km/h en el caso 4. Plano en extremo superior de la mitad superior.

Measures:	
max_beam_bending:	0.000000e+00
max_beam_tensile:	0.000000e+00
max_beam_torsion:	0.000000e+00
max_beam_total:	0.000000e+00
max_disp_mag:	3.246349e-03
max_disp_x:	1.944327e-03
max_disp_y:	-2.594388e-03
max_disp_z:	-2.207419e-04
max_prin_mag:	-1.140173e+04
max_rot_mag:	0.000000e+00
max_rot_x:	0.000000e+00
max_rot_y:	0.000000e+00
max_rot_z:	0.000000e+00
max_stress_prin*:	2.851012e+03
max_stress_vm*:	6.872098e+03
max_stress_xx:	-1.085847e+04
max_stress_xy*:	3.481581e+03
max_stress_xz:	2.190825e+03
max_stress_yy:	-7.238659e+03
max_stress_yz*:	7.708364e+02
max_stress_zz:	-4.344982e+03
min_stress_prin:	-1.140173e+04
strain_energy:	2.115743e+04

Figura 163. Resumen de los valores del análisis del caso 4 a 80 km/h. Plano en extremo inferior de la mitad superior.

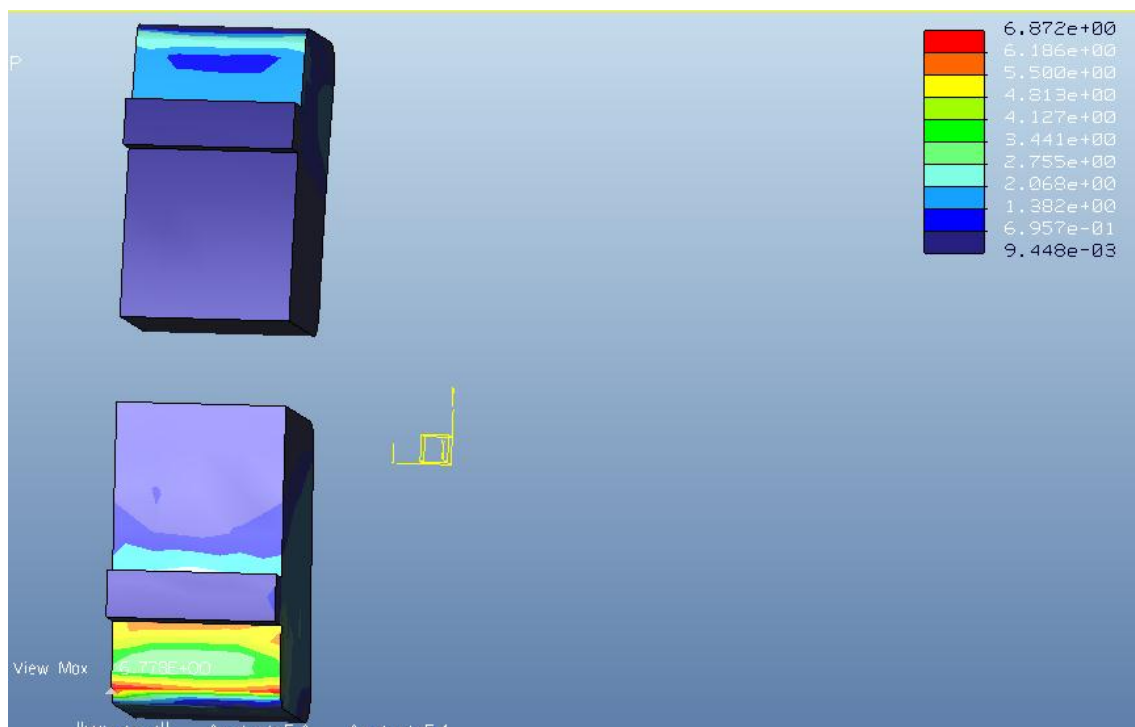


Figura 164. Visualización Stress Pro/Engineer en la zona del anclaje en el caso 4 a 80 km/h. Plano en extremo inferior de la mitad superior.

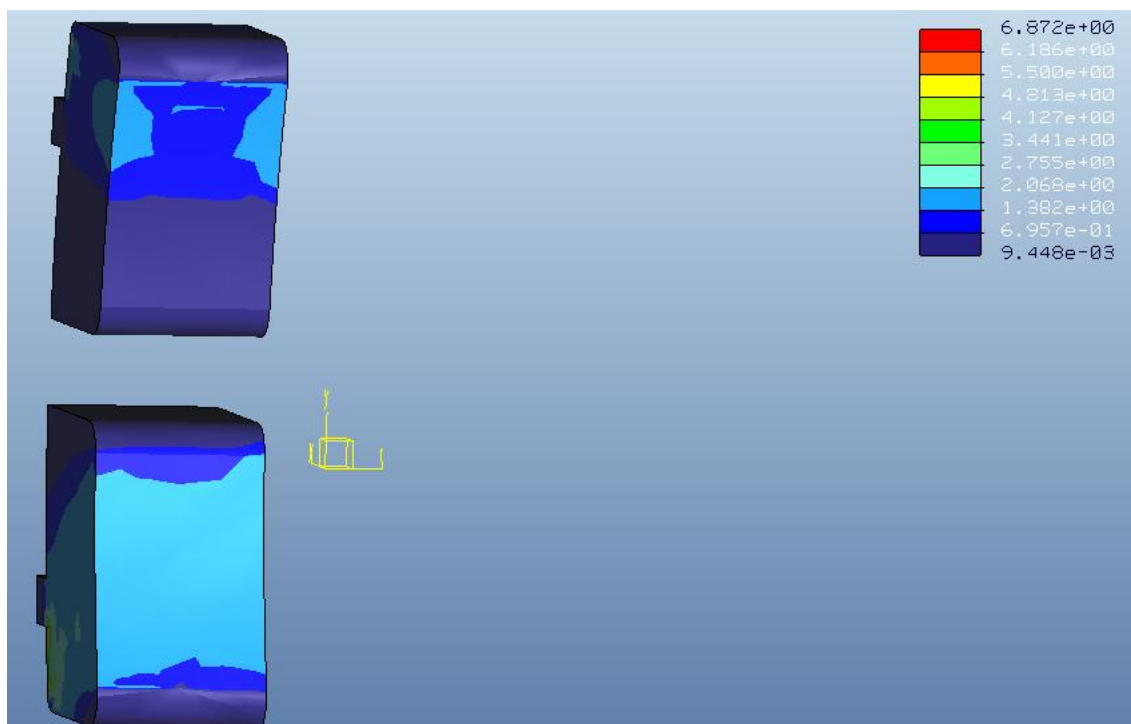


Figura 165. Visualización Stress Pro/Engineer en la zona de contacto en el caso 4 a 80 km/h. Plano en extremo inferior de la mitad superior.

Tensión Máxima	
6,778 MPa	
Rango de Tensiones en la Zona de Contacto	
[9,448 E -03 – 2,068] MPa	

Tabla 24. Valores de las tensiones del análisis estático para 80 km/h en el caso 4. Plano en extremo inferior de la mitad superior.

Measures:	
max_beam_bending:	0.000000e+00
max_beam_tensile:	0.000000e+00
max_beam_torsion:	0.000000e+00
max_beam_total:	0.000000e+00
max_disp_mag:	2.867672e-03
max_disp_x:	1.731445e-03
max_disp_y:	-2.339447e-03
max_disp_z:	2.300784e-04
max_prin_mag*:	-9.759100e+03
max_rot_mag:	0.000000e+00
max_rot_x:	0.000000e+00
max_rot_y:	0.000000e+00
max_rot_z:	0.000000e+00
max_stress_prin*:	1.584081e+03
max_stress_vm*:	6.543030e+03
max_stress_xx*:	-9.195766e+03
max_stress_xy*:	1.824560e+03
max_stress_xz*:	1.721384e+03
max_stress_yy*:	-4.018098e+03
max_stress_yz*:	-3.538076e+02
max_stress_zz*:	-3.150415e+03
min_stress_prin*:	-9.759100e+03
strain_energy:	1.911579e+04

Figura 166. Resumen de los valores del análisis del caso 4 a 80 km/h. Plano en extremo superior de la mitad inferior.

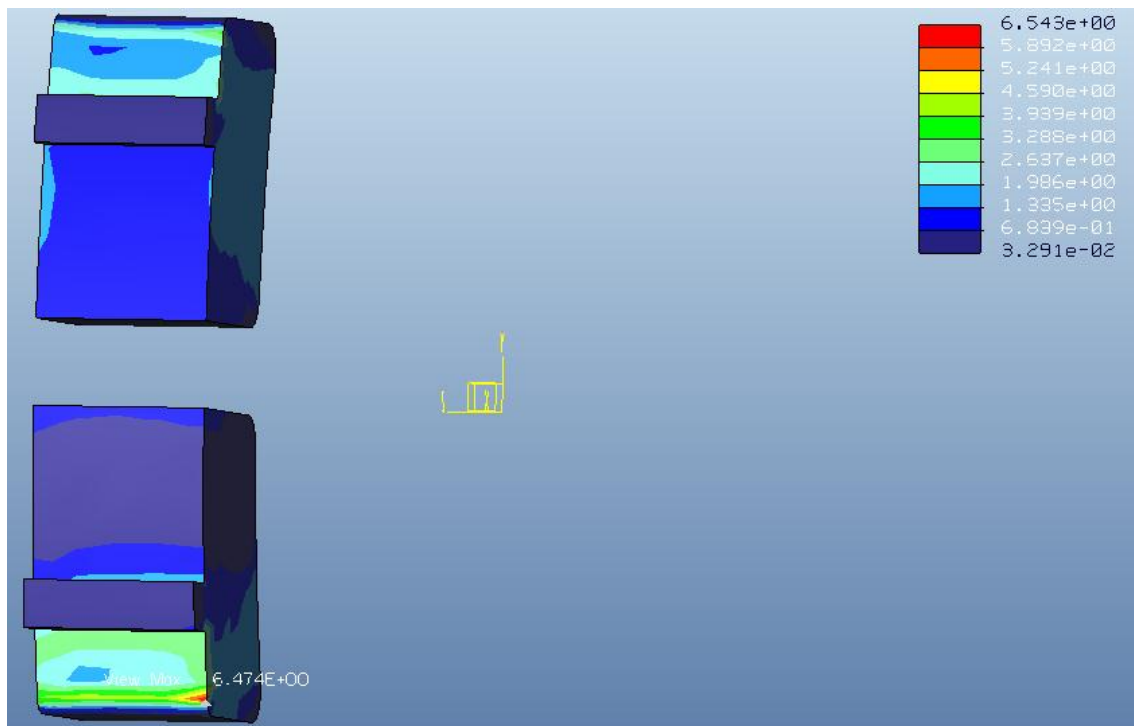


Figura 167. Visualización Stress Pro/Engineer en la zona del anclaje en el caso 4 a 80 km/h. Plano en extremo superior de la mitad inferior.

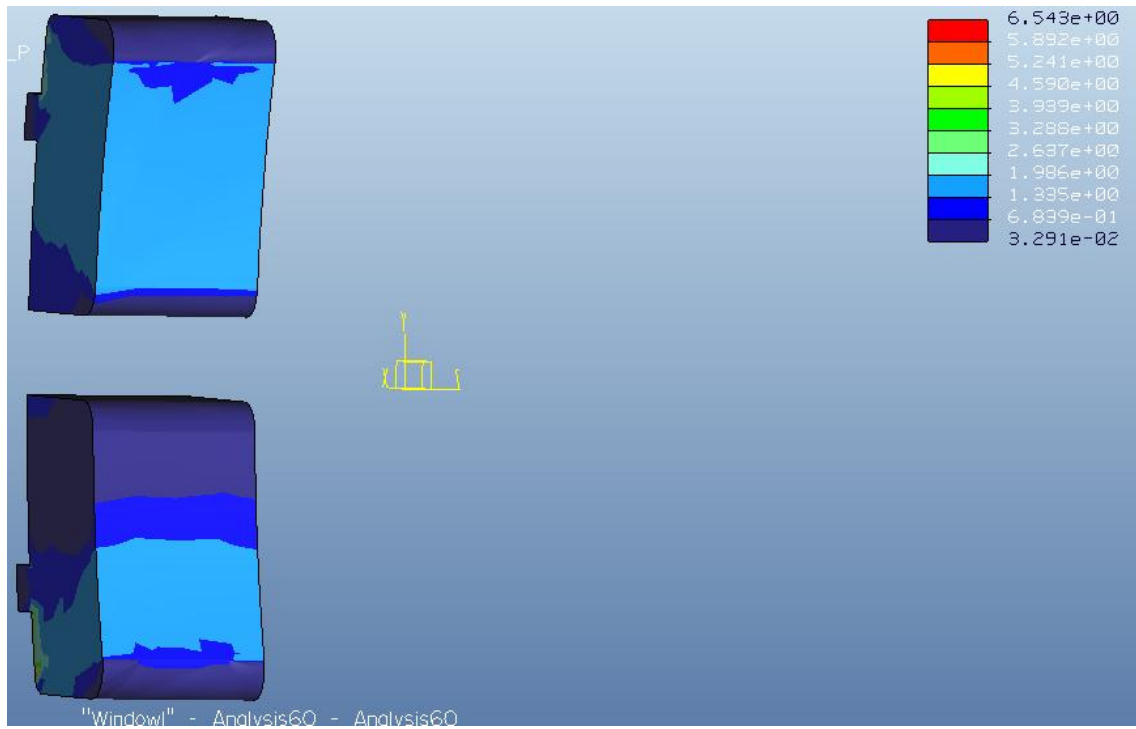


Figura 168. Visualización Stress Pro/Engineer en la zona de contacto en el caso 4 a 80 km/h. Plano en extremo superior de la mitad inferior.

TENSIÓN MÁXIMA
6,474 MPa
RANGO DE TENSIONES EN LA ZONA DE CONTACTO
[3,291 E -02 – 1,986] MPa

Tabla 25. Valores de las tensiones del análisis estático para 80 km/h en el caso 4. Plano en extremo superior de la mitad inferior.

Measures:	
max_beam_bending:	0.000000e+00
max_beam_tensile:	0.000000e+00
max_beam_torsion:	0.000000e+00
max_beam_total:	0.000000e+00
max_disp_mag:	1.762188e-03
max_disp_x:	1.738248e-03
max_disp_y:	-4.941633e-04
max_disp_z:	2.594583e-04
max_prin_mag:	-6.508326e+03
max_rot_mag:	0.000000e+00
max_rot_x:	0.000000e+00
max_rot_y:	0.000000e+00
max_rot_z:	0.000000e+00
max_stress_prin*:	1.092288e+03
max_stress_vm*:	4.340156e+03
max_stress_xx:	-6.037356e+03
max_stress_xy*:	-1.435834e+03
max_stress_xz:	1.172462e+03
max_stress_yy:	-2.807534e+03
max_stress_yz*:	3.757444e+02
max_stress_zz:	-2.128040e+03
min_stress_prin*:	-6.508326e+03
strain_energy:	1.569108e+04

Figura 169. Resumen de los valores del análisis del caso 4 a 80 km/h. Plano en extremo inferior de la mitad inferior.

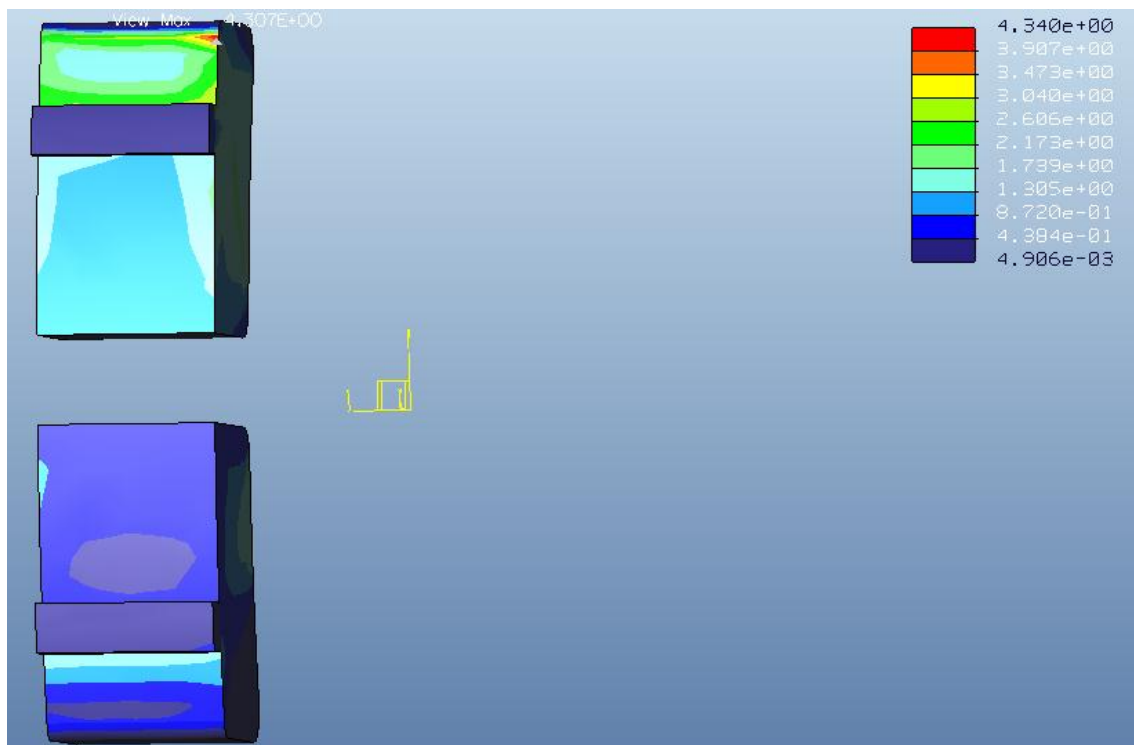


Figura 170. Visualización Stress Pro/Engineer en la zona del anclaje en el caso 4 a 80 km/h. Plano en extremo inferior de la mitad inferior.

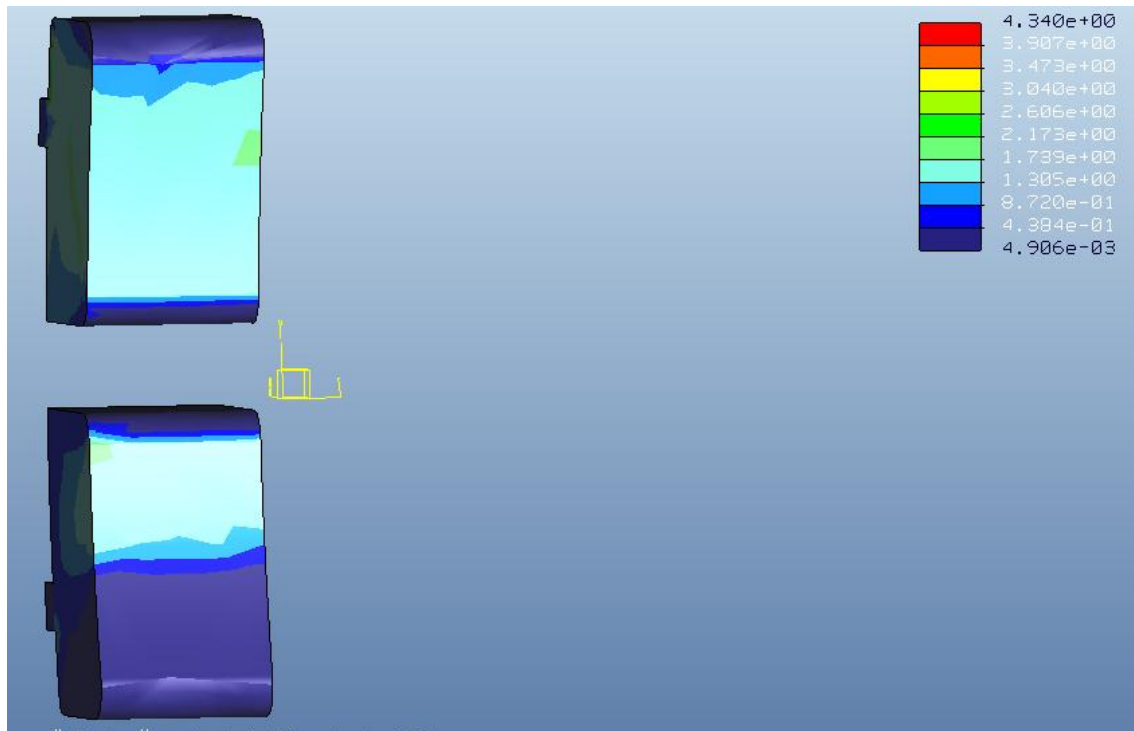


Figura 171. Visualización Stress Pro/Engineer en la zona de contacto en el caso 4 a 80 km/h. Plano en extremo inferior de la mitad inferior.

TENSIÓN MÁXIMA
4,307 MPa
RANGO DE TENSIONES EN LA ZONA DE CONTACTO
[4,906 E -03 – 2,173] MPa

Tabla 26. Valores de las tensiones del análisis estático para 80 km/h en el caso 4. Plano en extremo inferior de la mitad inferior.

ENSAYOS CON PRO/ENGINEER

- **Material:** Fe 20
- **Velocidad:** 40 km/h.
- **F_t :** 4035,15 N

Measures:	
max_beam_bending:	0.000000e+00
max_beam_tensile:	0.000000e+00
max_beam_torsion:	0.000000e+00
max_beam_total:	0.000000e+00
max_disp_mag:	3.764555e-03
max_disp_x:	2.045477e-03
max_disp_y:	-3.157502e-03
max_disp_z:	-2.196681e-04
max_prin_mag:	-1.273603e+04
max_rot_mag:	0.000000e+00
max_rot_x:	0.000000e+00
max_rot_y:	0.000000e+00
max_rot_z:	0.000000e+00
max_stress_prin*:	3.347550e+03
max_stress_vm*:	7.703884e+03
max_stress_xx:	-1.217308e+04
max_stress_xy*:	3.971786e+03
max_stress_xz:	2.441924e+03
max_stress_yy:	-8.129668e+03
max_stress_yz*:	8.666871e+02
max_stress_zz:	-4.864441e+03
min_stress_prin:	-1.273603e+04
strain_energy:	2.326107e+04

Figura 172. Resumen de los valores del análisis del caso 4 a 40 km/h. Plano en extremo superior de la mitad superior.

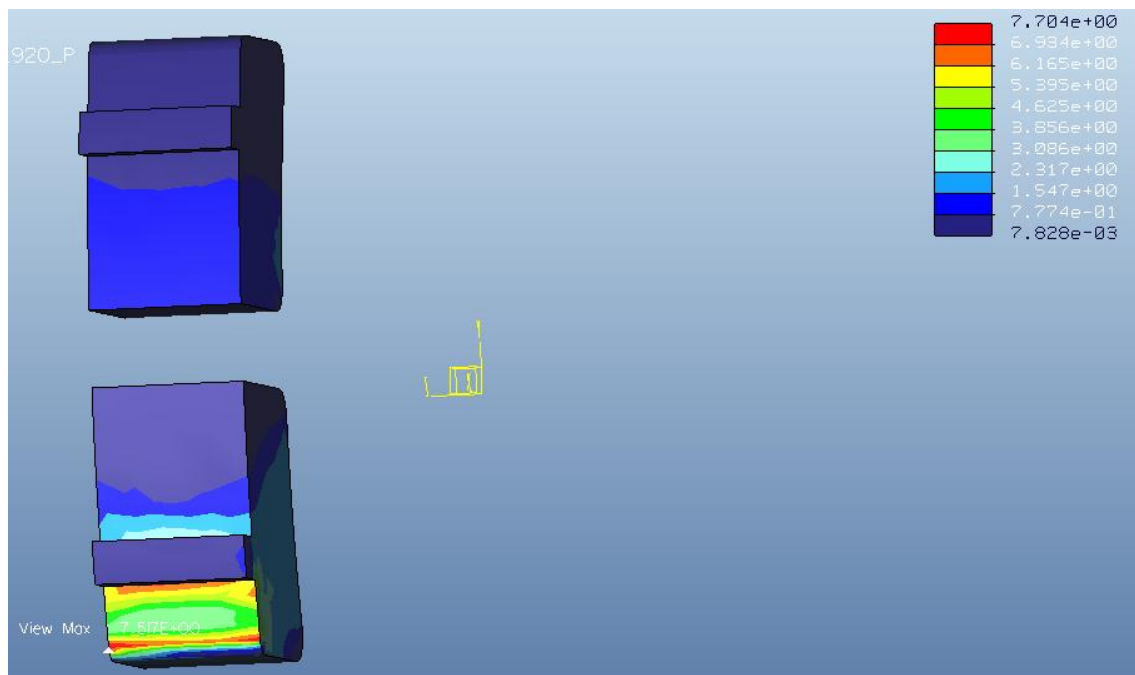


Figura 173. Visualización Stress Pro/Engineer en la zona del anclaje en el caso 4 a 40 km/h. Plano en extremo superior de la mitad superior.

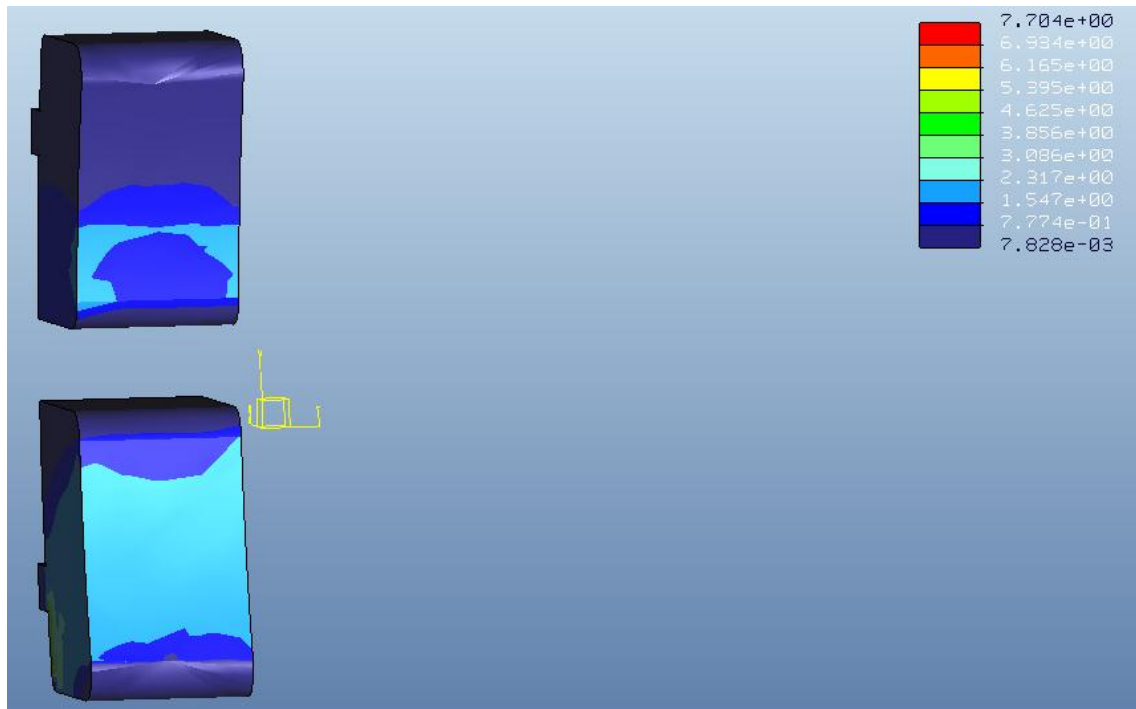


Figura 174. Visualización Stress Pro/Engineer en la zona de contacto en el caso 4 a 40 km/h. Plano en extremo superior de la mitad superior.

TENSION MÁXIMA	
7,517 MPa	
RANGO DE TENSIONES EN LA ZONA DE CONTACTO	
[7,828 E -03 – 3,086] MPa	

Tabla 27. Valores de las tensiones del análisis estático para 40 km/h en el caso 4. Plano en extremo superior de la mitad superior.

Measures:	
max_beam_bending:	0.000000e+00
max_beam_tensile:	0.000000e+00
max_beam_torsion:	0.000000e+00
max_beam_total:	0.000000e+00
max_disp_mag:	3.751313e-03
max_disp_x:	2.042802e-03
max_disp_y:	-3.143295e-03
max_disp_z:	-2.217021e-04
max_prin_mag:	-1.270250e+04
max_rot_mag:	0.000000e+00
max_rot_x:	0.000000e+00
max_rot_y:	0.000000e+00
max_rot_z:	0.000000e+00
max_stress_prin*:	3.335062e+03
max_stress_vm*:	7.682915e+03
max_stress_xx:	-1.214003e+04
max_stress_xy*:	3.959339e+03
max_stress_xz:	2.435612e+03
max_stress_yy:	-8.107269e+03
max_stress_yz*:	8.642808e+02
max_stress_zz:	-4.851385e+03
min_stress_prin:	-1.270250e+04
strain_energy:	2.306021e+04

Figura 175. Resumen de los valores del análisis del caso 4 a 40 km/h. Plano en extremo inferior de la mitad superior.

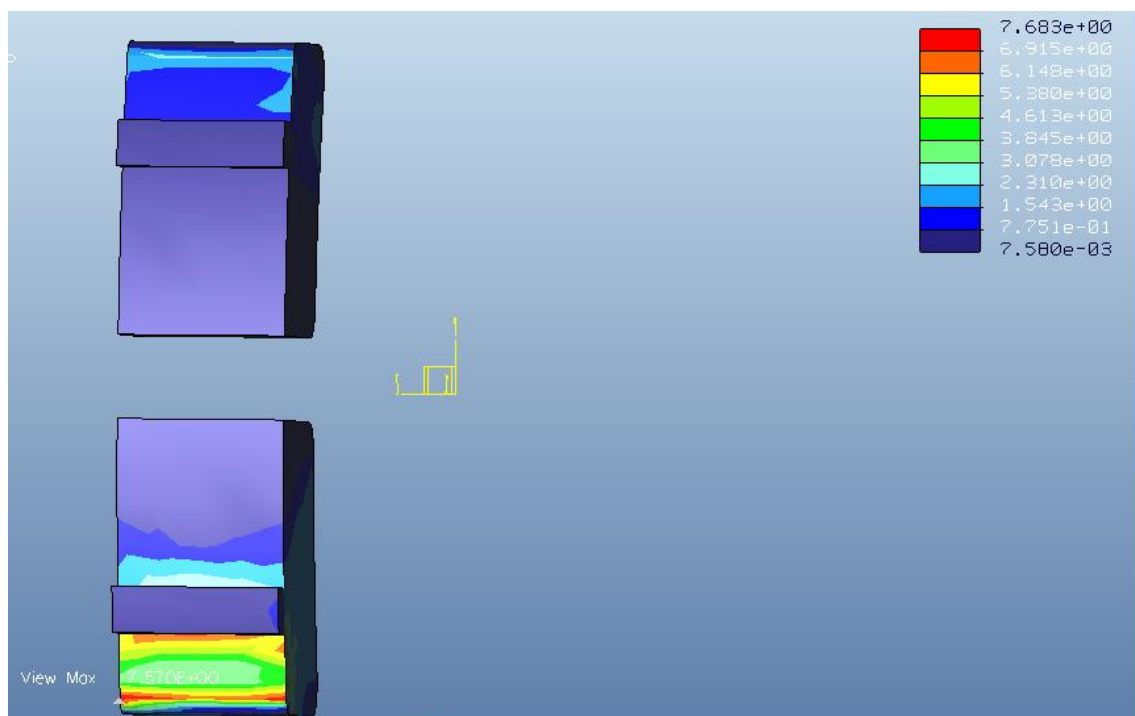


Figura 176. Visualización Stress Pro/Engineer en la zona del anclaje en el caso 4 a 40 km/h. Plano en extremo inferior de la mitad superior.

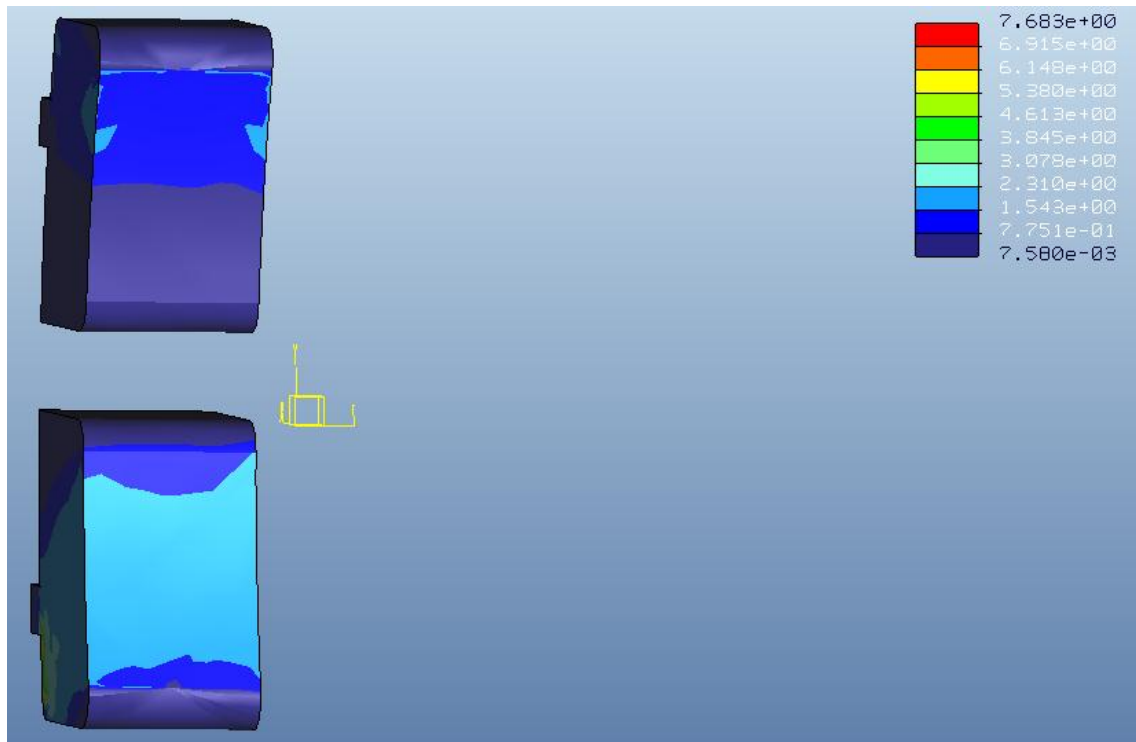


Figura 177. Visualización Stress Pro/Engineer en la zona de contacto en el caso 4 a 40 km/h. Plano en extremo inferior de la mitad superior.

TENSION MÁXIMA	
7,570 MPa	
RANGO DE TENSIONES EN LA ZONA DE CONTACTO	
[7,580 E -03 – 3,078] MPa	

Tabla 28. Valores de las tensiones del análisis estático para 40 km/h en el caso 4. Plano en extremo inferior de la mitad superior.

Measures:	
max_beam_bending:	0.000000e+00
max_beam_tensile:	0.000000e+00
max_beam_torsion:	0.000000e+00
max_beam_total:	0.000000e+00
max_disp_mag:	3.163897e-03
max_disp_x:	1.780994e-03
max_disp_y:	-2.660520e-03
max_disp_z:	2.362117e-04
max_prin_mag*:	-1.053111e+04
max_rot_mag:	0.000000e+00
max_rot_x:	0.000000e+00
max_rot_y:	0.000000e+00
max_rot_z:	0.000000e+00
max_stress_prin*:	1.846631e+03
max_stress_vm*:	6.989318e+03
max_stress_xx*:	-9.939984e+03
max_stress_xy*:	1.940759e+03
max_stress_xz*:	1.846348e+03
max_stress_yy*:	-4.454799e+03
max_stress_yz*:	3.661269e+02
max_stress_zz*:	-3.435801e+03
min_stress_prin*:	-1.053111e+04
strain_energy:	2.012901e+04

Figura 178. Resumen de los valores del análisis del caso 4 a 40 km/h. Plano en extremo superior de la mitad inferior.

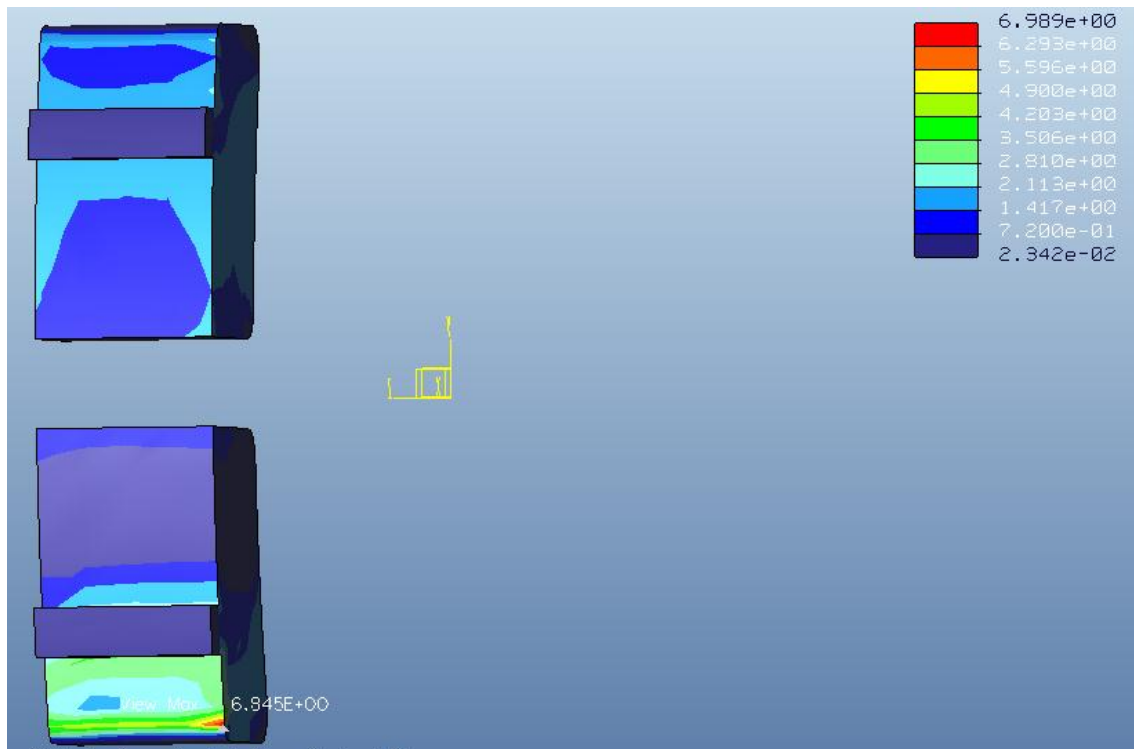


Figura 179. Visualización Stress Pro/Engineer en la zona del anclaje en el caso 4 a 40 km/h. Plano en extremo superior de la mitad inferior.

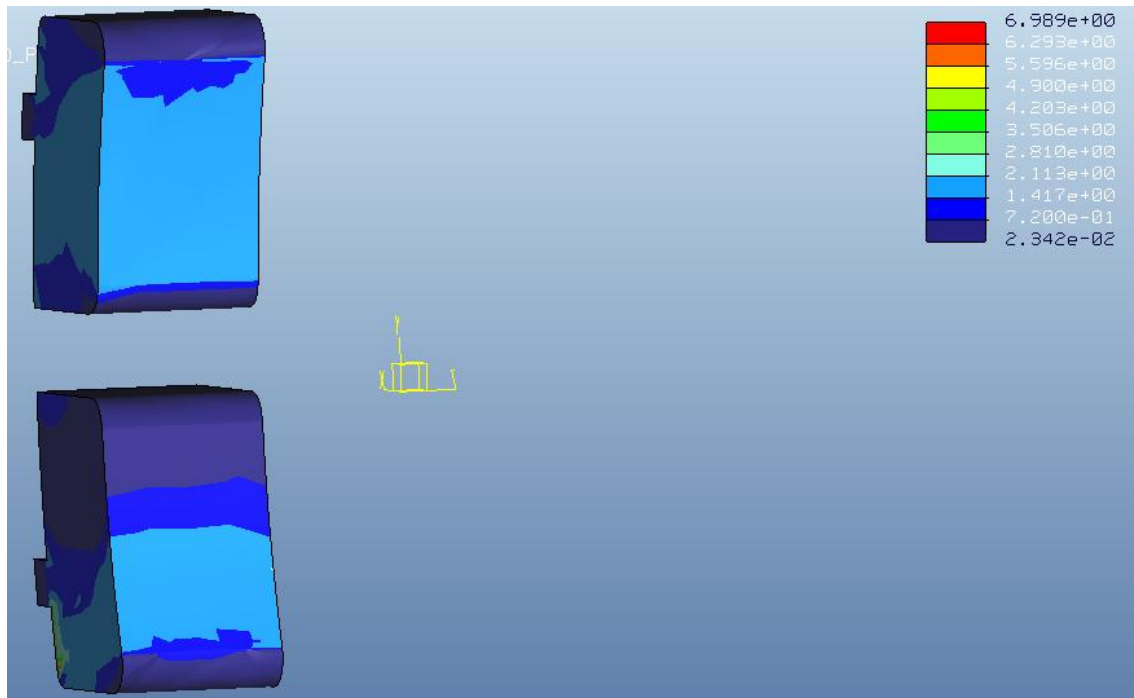


Figura 180. Visualización Stress Pro/Engineer en la zona de contacto en el caso 4 a 40 km/h. Plano en extremo superior de la mitad inferior.

TENSIÓN MÁXIMA
6,845 MPa
RANGO DE TENSIONES EN LA ZONA DE CONTACTO
[2,342 E -02 – 2,113] MPa

Tabla 29. Valores de las tensiones del análisis estático para 40 km/h en el caso 4. Plano en extremo superior de la mitad inferior.

Measures:

```

max_beam_bending:      0.000000e+00
max_beam_tensile:      0.000000e+00
max_beam_torsion:      0.000000e+00
max_beam_total:        0.000000e+00
max_disp_mag:          1.788459e-03
max_disp_x:            1.741621e-03
max_disp_y:            -7.336000e-04
max_disp_z:            2.646935e-04
max_prin_mag:          -5.013148e+03
max_rot_mag:           0.000000e+00
max_rot_x:             0.000000e+00
max_rot_y:             0.000000e+00
max_rot_z:             0.000000e+00
max_stress_prin*:      1.743501e+03
max_stress_vm*:        3.335687e+03
max_stress_xx:         -4.644843e+03
max_stress_xy*:        1.298544e+03
max_stress_xz:         9.038075e+02
max_stress_yy:         -2.187447e+03
max_stress_yz*:        2.891090e+02
max_stress_zz:         -1.640784e+03
min_stress_prin*:      -5.013148e+03
strain_energy:         1.599651e+04

```

Figura 181. Resumen de los valores del análisis del caso 4 a 40 km/h. Plano en extremo inferior de la mitad inferior.

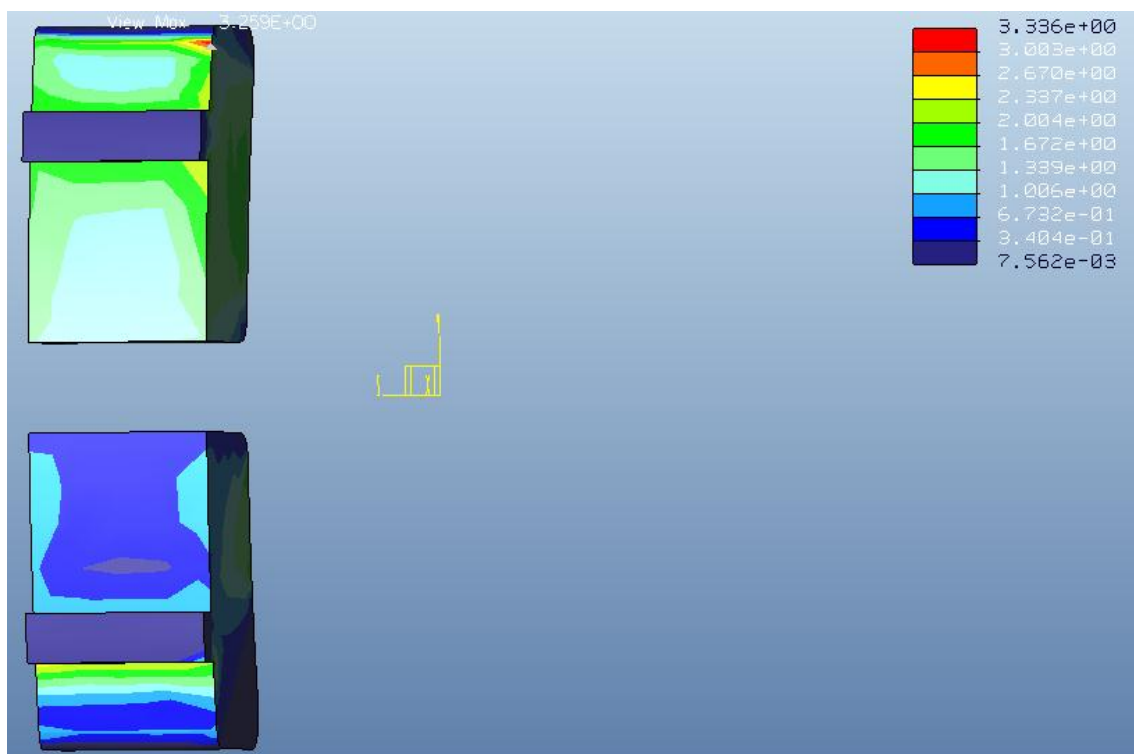


Figura 182. Visualización Stress Pro/Engineer en la zona del anclaje en el caso 4 a 40 km/h. Plano en extremo inferior de la mitad inferior.

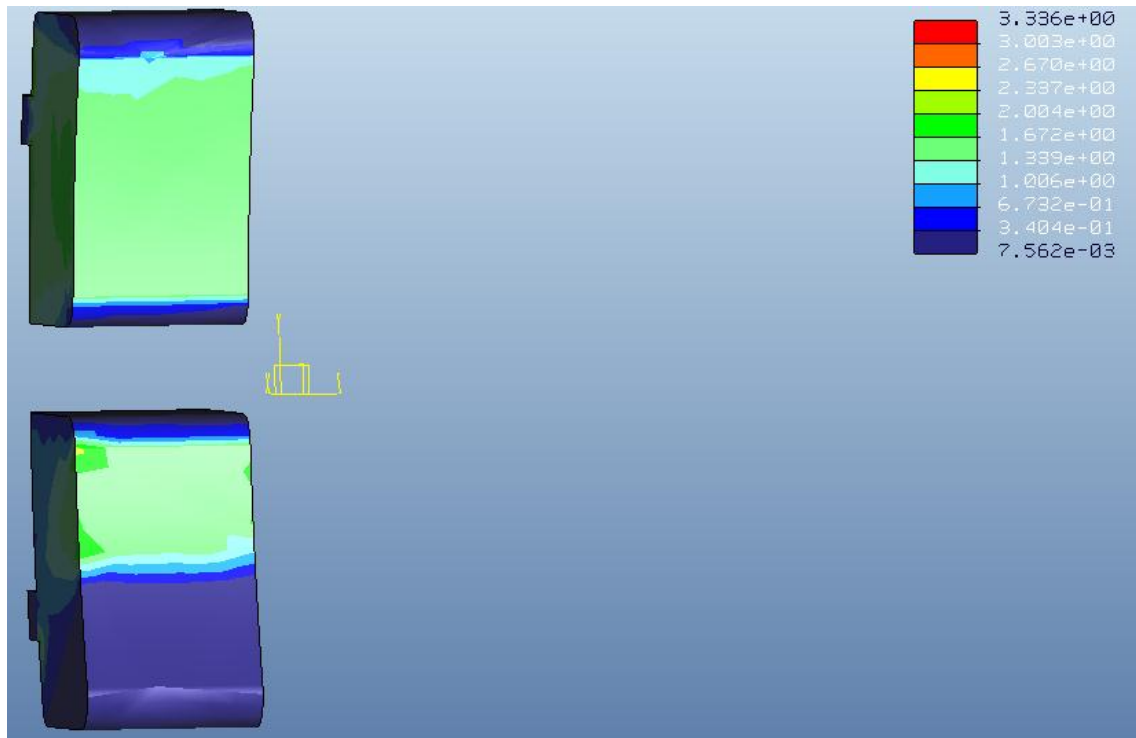


Figura 183. Visualización Stress Pro/Engineer en la zona de contacto en el caso 4 a 40 km/h. Plano en extremo inferior de la mitad inferior.

Tensión Máxima	
3,259 MPa	
Rango de Tensiones en la Zona de Contacto	
[7,562 E -03 – 2,670] MPa	

Tabla 30. Valores de las tensiones del análisis estático para 40 km/h en el caso 4. Plano en extremo inferior de la mitad inferior.

A continuación se representarán las tensiones máximas y medias en función de la velocidad, comparando cómo es la distribución de tensiones dependiendo de la localización del plano en la rueda frente al ferodo:

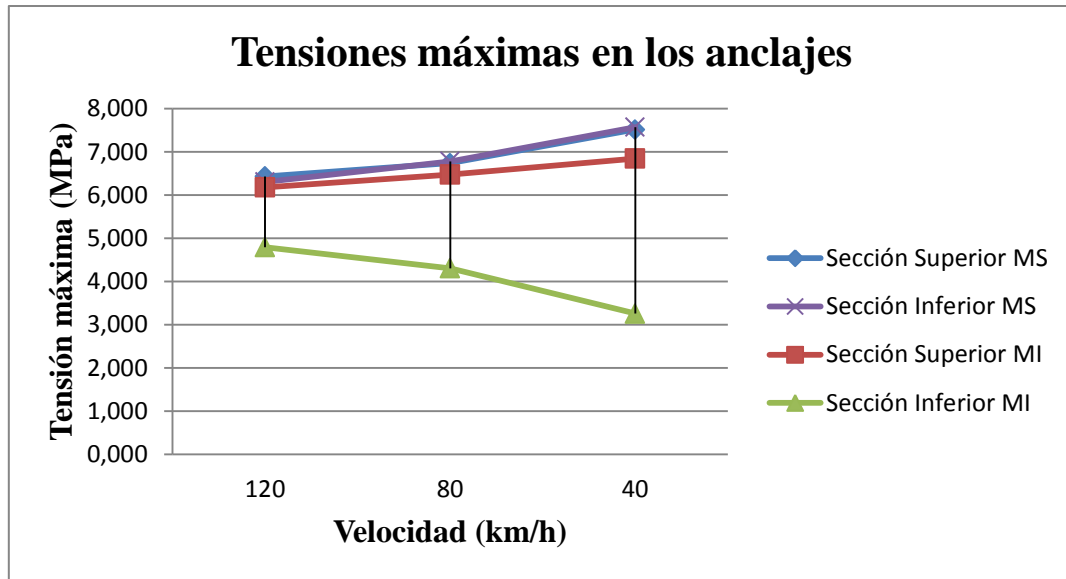


Figura 184. Tensiones máximas en los anclajes en el caso 4.

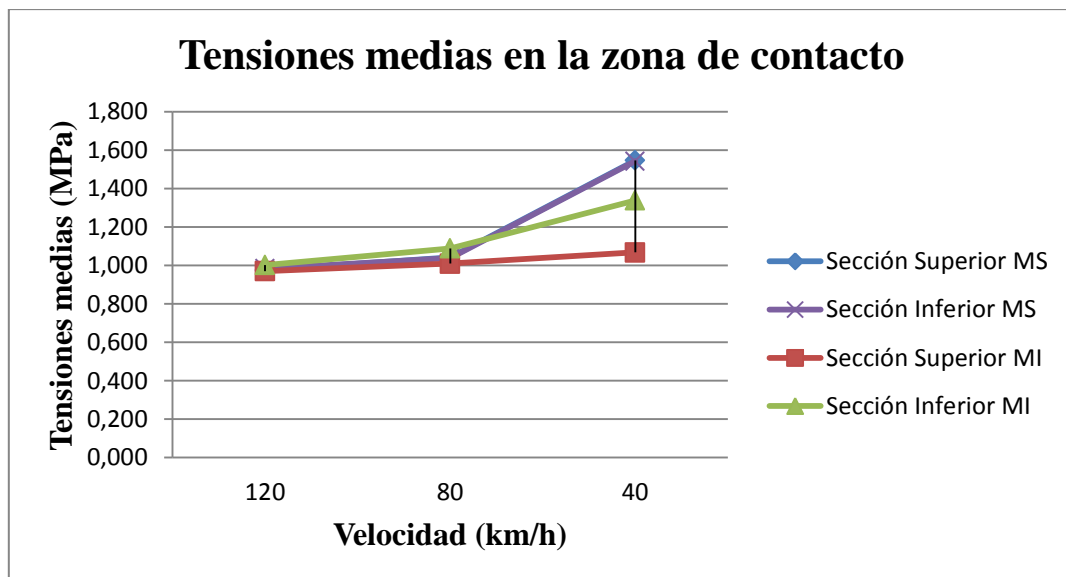


Figura 185. Tensiones medias en la zona de contacto en el caso 4.

Se produce un aumento de tensiones máximas en los anclajes al disminuir la superficie de contacto entre el ferodo y la rueda, producido por el plano en dicha rueda. La componente normal del esfuerzo de frenado es mayor que en el funcionamiento habitual, además las tensiones máximas aumentan en mayor medida que en los ferodos monobloque. Esto es debido a otra razón más, ya que en el ferodo doble se tiene menos superficie de contacto, con lo que un plano en la llanta afecta en mayor proporción al ferodo. Además de tensiones de cortadura, se tiene un efecto de aplastamiento del ferodo contra el portazapatas. Viendo la Figura 184, destaca la situación en la que el plano se sitúa en la parte inferior de la mitad inferior del ferodo doble, donde se descarga dicho anclaje, causando una transferencia de carga al anclaje superior.

Atendiendo a las tensiones medias en la zona de contacto, se concluye que la distribución de tensiones tiene un carácter uniforme, no siendo tan determinante la posición del plano con respecto al ferodo en contraposición de lo que ocurre con los

ENSAYOS CON PRO/ENGINEER

ferodos monobloque. La superficie de contacto en el ferodo doble estará por tanto ausente de zonas en las que se produce una focalización de tensiones marcada, teniendo como consecuencia directa un desgaste más uniforme.

5.4.2 Caso 5. Ferodo Doble: Mayor espesor en el anclaje y radio de acuerdo. Casos críticos.

Del mismo modo que se ha hecho en el caso anterior, analizaremos la influencia de un plano en llanta de 60 mm, en el ferodo doble con las mejoras implementadas. Los valores de las componentes normal y tangencial son iguales, ya que no hay cambios ni en la superficie afectada ni en las velocidades objeto de nuestro estudio.

- **Material:** Fe 20
- **Velocidad:** 120 km/h.
- **F_t :** 2138,85 N

```
Measures:

max_beam_bending:      0.000000e+00
max_beam_tensile:      0.000000e+00
max_beam_torsion:      0.000000e+00
max_beam_total:        0.000000e+00
max_disp_mag:          2.902624e-03
max_disp_x:            1.926441e-03
max_disp_y:            -2.163524e-03
max_disp_z:            2.231849e-04
max_prin_mag:          -1.590058e+04
max_rot_mag:           0.000000e+00
max_rot_x:             0.000000e+00
max_rot_y:             0.000000e+00
max_rot_z:             0.000000e+00
max_stress_prin:       6.974192e+03
max_stress_vm:         1.156102e+04
max_stress_xx:         -1.458016e+04
max_stress_xy:         6.083623e+03
max_stress_xz:         -2.087575e+03
max_stress_yy:         -1.324869e+04
max_stress_yz:         -1.151770e+03
max_stress_zz:         -5.191011e+03
min_stress_prin:       -1.590058e+04
strain_energy:         1.967991e+04
```

Figura 186. Resumen de los valores del análisis del caso 5 a 120 km/h. Plano en extremo superior de la mitad superior.

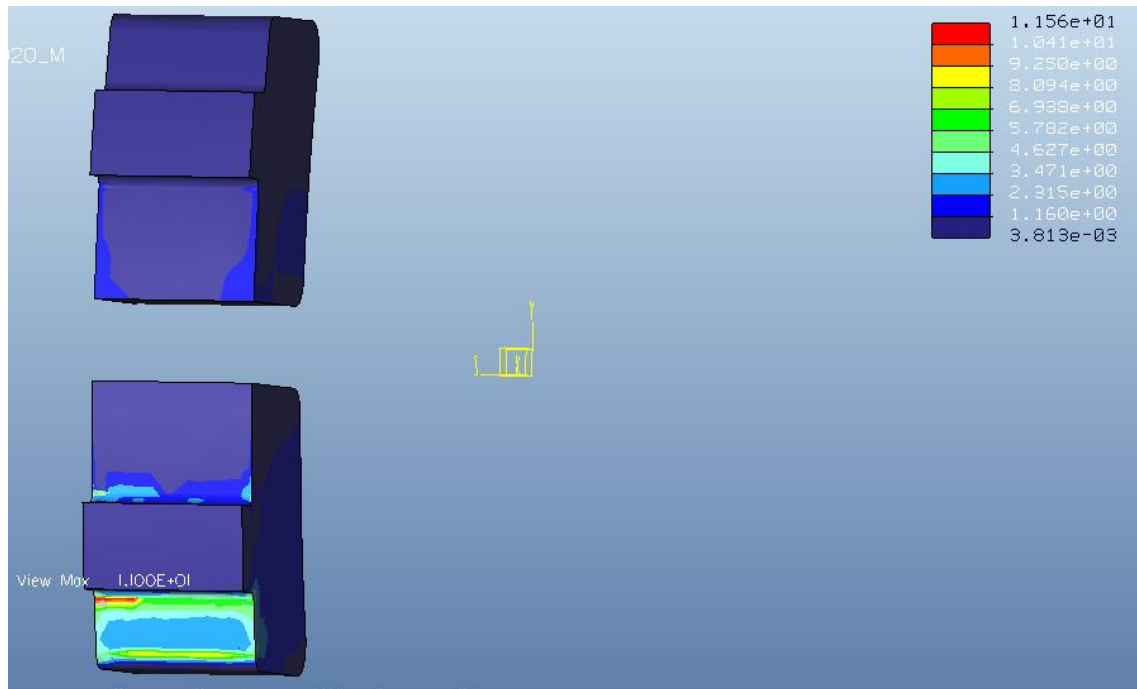


Figura 187. Visualización Stress Pro/Engineer en la zona del anclaje en el caso 5 a 120 km/h. Plano en extremo superior de la mitad superior.

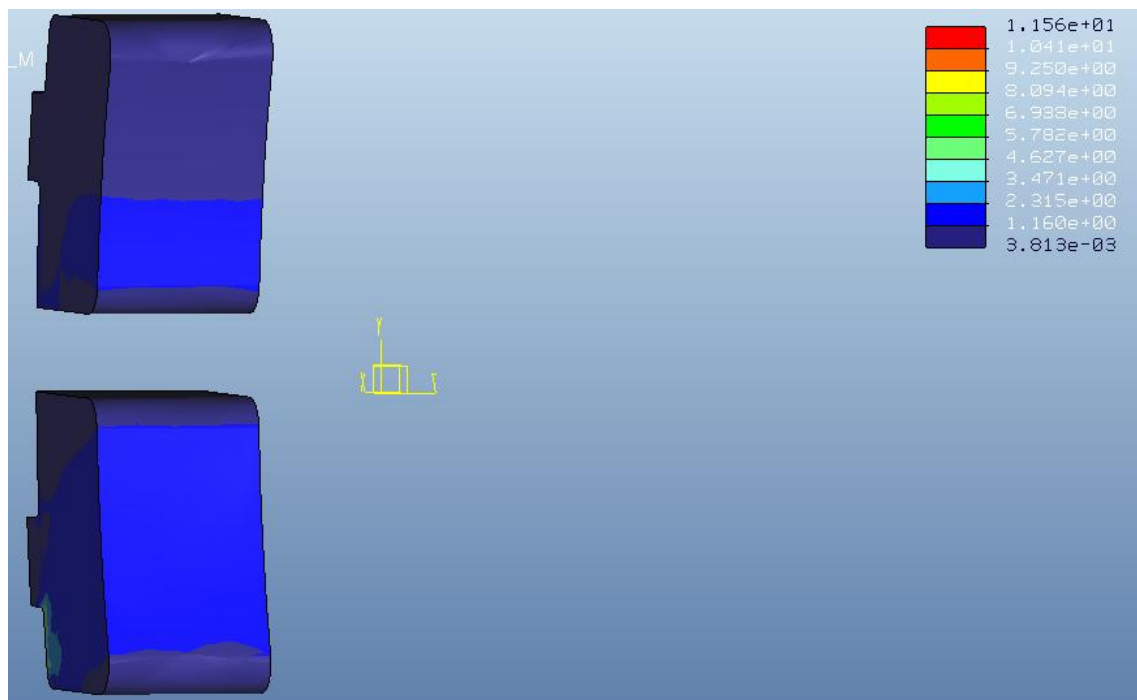


Figura 188. Visualización Stress Pro/Engineer en la zona de contacto en el caso 5 a 120 km/h. Plano en extremo superior de la mitad superior.

TENSION MÁXIMA	
1,100 E 01 MPa	
RANGO DE TENSIONES EN LA ZONA DE CONTACTO	
[3,813 E -03 – 2,315] MPa	

Tabla 31. Valores de las tensiones del análisis estático para 120 km/h en el caso 5. Plano en extremo superior de la mitad superior.

Measures:

```

max_beam_bending:      0.000000e+00
max_beam_tensile:      0.000000e+00
max_beam_torsion:      0.000000e+00
max_beam_total:        0.000000e+00
max_disp_mag:          2.898073e-03
max_disp_x:            1.925510e-03
max_disp_y:            -2.158245e-03
max_disp_z:            -2.213697e-04
max_prin_mag:          -1.586086e+04
max_rot_mag:           0.000000e+00
max_rot_x:             0.000000e+00
max_rot_y:             0.000000e+00
max_rot_z:             0.000000e+00
max_stress_prin:       6.961047e+03
max_stress_vm:         1.152531e+04
max_stress_xx:         -1.456186e+04
max_stress_xy:         6.073847e+03
max_stress_xz:         -2.085206e+03
max_stress_yy:         -1.321382e+04
max_stress_yz:         -1.150758e+03
max_stress_zz:         -5.184491e+03
min_stress_prin:       -1.586086e+04
strain_energy:         2.037659e+04

```

Figura 189. Resumen de los valores del análisis del caso 5 a 120 km/h. Plano en extremo inferior de la mitad superior.

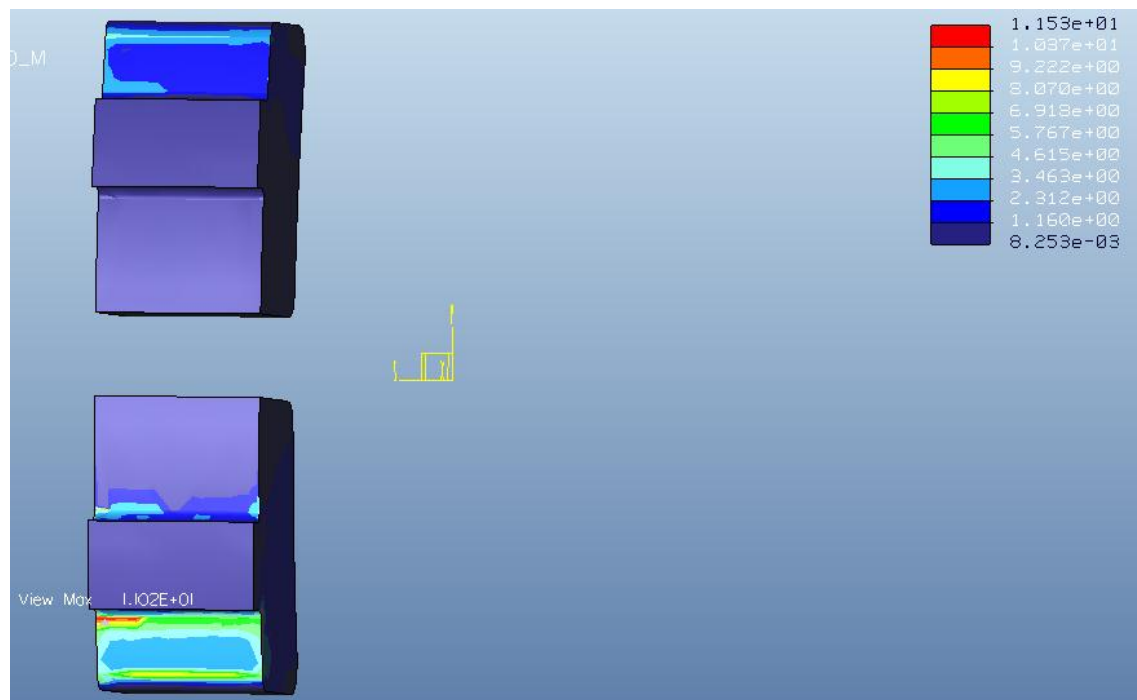


Figura 190. Visualización Stress Pro/Engineer en la zona del anclaje en el caso 5 a 120 km/h. Plano en extremo inferior de la mitad superior.

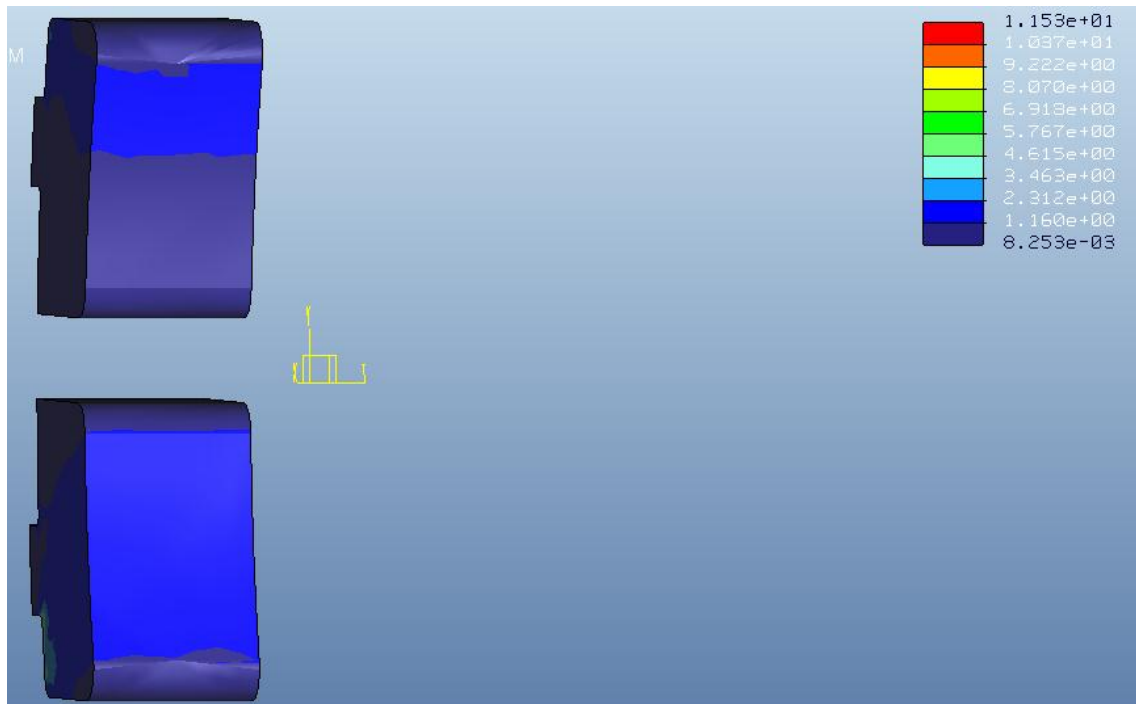


Figura 191. Visualización Stress Pro/Engineer en la zona de contacto en el caso 5 a 120 km/h. Plano en extremo inferior de la mitad superior.

Tensión Máxima	
1,102 E 01 MPa	
Rango de Tensiones en la Zona de Contacto	
[8,253 E -03 – 2,312] MPa	

Tabla 32. Valores de las tensiones del análisis estático para 120 km/h en el caso 5. Plano en extremo inferior de la mitad superior.

Measures:	
max_beam_bending:	0.000000e+00
max_beam_tensile:	0.000000e+00
max_beam_torsion:	0.000000e+00
max_beam_total:	0.000000e+00
max_disp_mag:	2.660550e-03
max_disp_x:	1.738637e-03
max_disp_y:	-2.099619e-03
max_disp_z:	-2.250952e-04
max_prin_mag:	-8.092620e+03
max_rot_mag:	0.000000e+00
max_rot_x:	0.000000e+00
max_rot_y:	0.000000e+00
max_rot_z:	0.000000e+00
max_stress_prin:	1.897250e+03
max_stress_vm:	6.453551e+03
max_stress_xx:	-8.079693e+03
max_stress_xy:	-2.978953e+03
max_stress_xz:	-1.966193e+03
max_stress_yy:	-4.211275e+03
max_stress_yz:	8.881124e+02
max_stress_zz:	-3.027072e+03
min_stress_prin:	-8.092620e+03
strain_energy:	1.888125e+04

Figura 192. Resumen de los valores del análisis del caso 5 a 120 km/h. Plano en extremo superior de la mitad inferior.

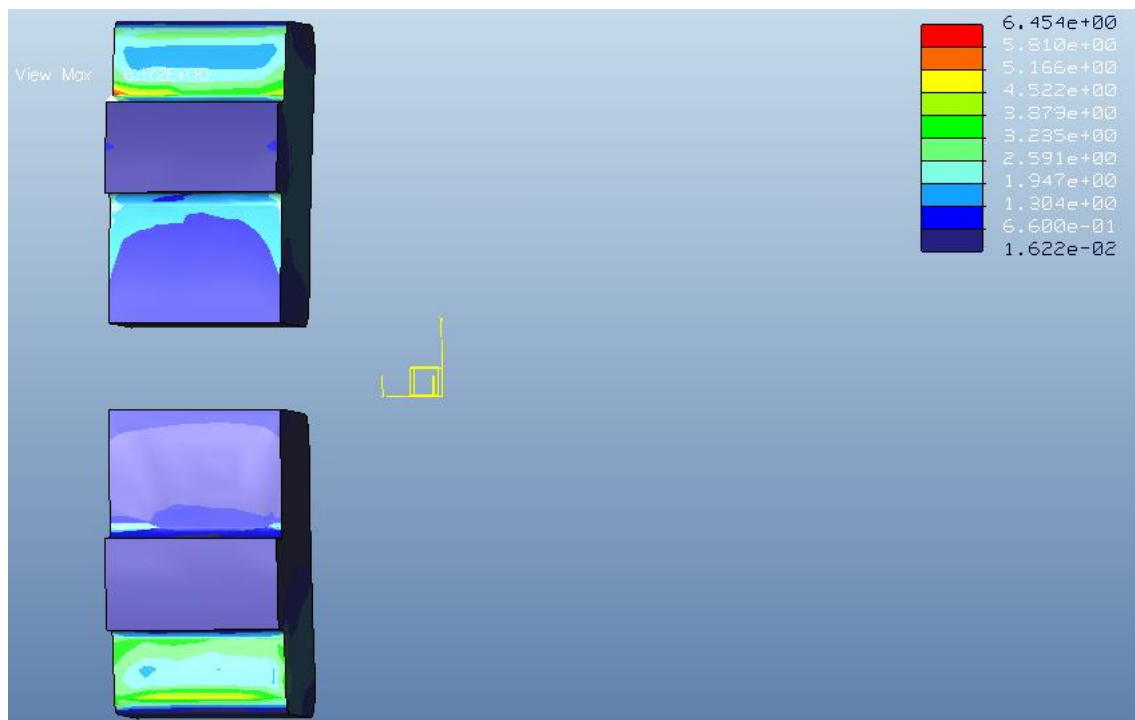


Figura 193. Visualización Stress Pro/Engineer en la zona del anclaje en el caso 5 a 120 km/h. Plano en extremo superior de la mitad inferior.

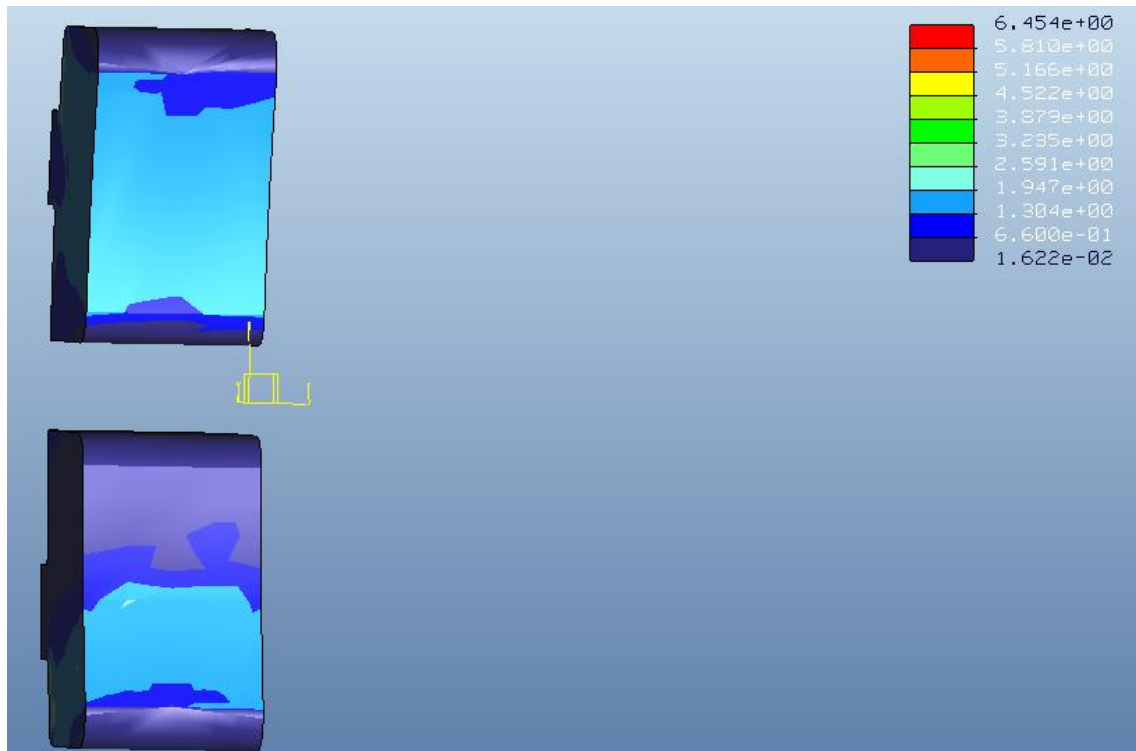


Figura 194. Visualización Stress Pro/Engineer en la zona de contacto en el caso 5 a 120 km/h. Plano en extremo superior de la mitad inferior.

TENSIÓN MÁXIMA
6,172 MPa
RANGO DE TENSIONES EN LA ZONA DE CONTACTO
[1,622 E -02 – 1,947] MPa

Tabla 33. Valores de las tensiones del análisis estático para 120 km/h en el caso 5. Plano en extremo superior de la mitad inferior.

Measures:	
max_beam_bending:	0.000000e+00
max_beam_tensile:	0.000000e+00
max_beam_torsion:	0.000000e+00
max_beam_total:	0.000000e+00
max_disp_mag:	1.797324e-03
max_disp_x:	1.738203e-03
max_disp_y:	5.863115e-04
max_disp_z:	2.559452e-04
max_prin_mag:	-7.318137e+03
max_rot_mag:	0.000000e+00
max_rot_x:	0.000000e+00
max_rot_y:	0.000000e+00
max_rot_z:	0.000000e+00
max_stress_prin:	1.893724e+03
max_stress_vm:	6.246607e+03
max_stress_xx:	-6.275073e+03
max_stress_xy:	-2.897007e+03
max_stress_xz:	-1.969985e+03
max_stress_yy:	-2.659566e+03
max_stress_yz:	8.899124e+02
max_stress_zz:	-2.070319e+03
min_stress_prin:	-7.318137e+03
strain_energy:	1.590794e+04

Figura 195. Resumen de los valores del análisis del caso 5 a 120 km/h. Plano en extremo inferior de la mitad inferior.

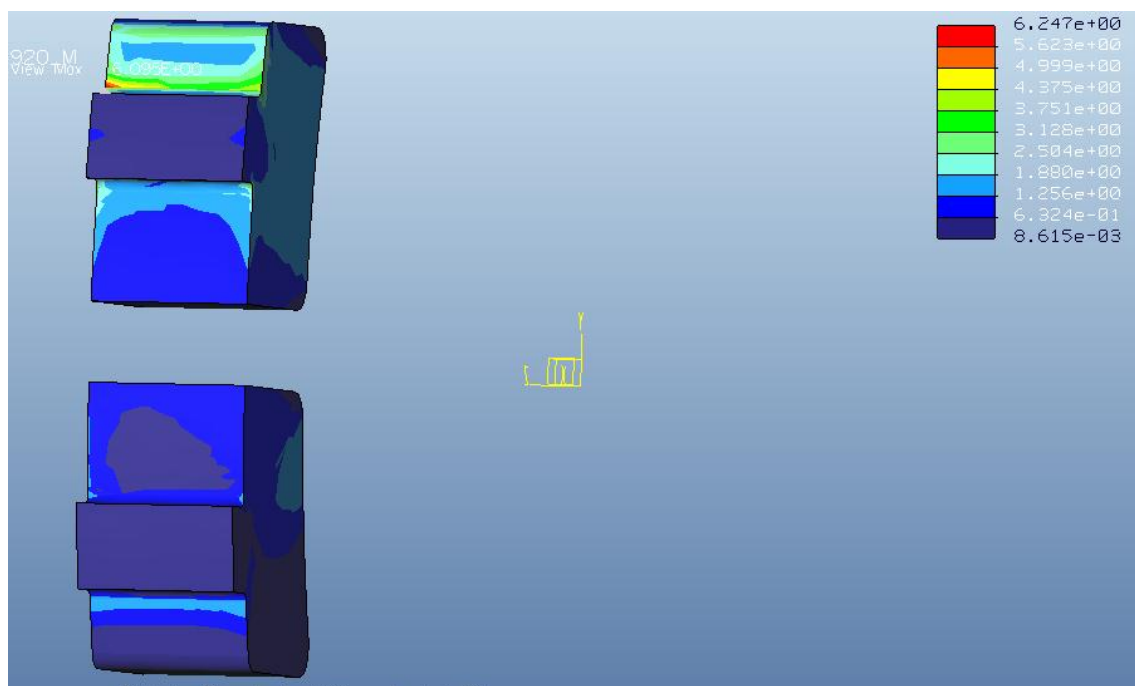


Figura 196. Visualización Stress Pro/Engineer en la zona del anclaje en el caso 5 a 120 km/h. Plano en extremo inferior de la mitad inferior.

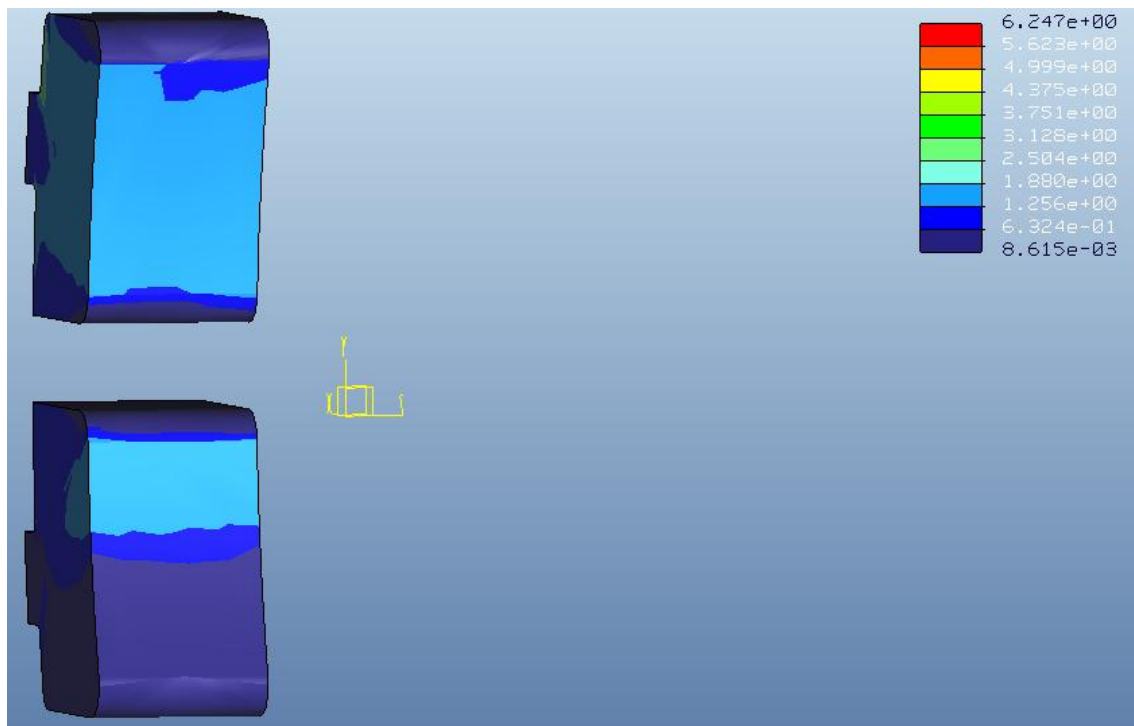


Figura 197. Visualización Stress Pro/Engineer en la zona de contacto en el caso 5 a 120 km/h. Plano en extremo inferior de la mitad inferior.

TENSION MÁXIMA	
6,095 MPa	
RANGO DE TENSIONES EN LA ZONA DE CONTACTO	
[8,615 E -03 – 1,880] MPa	

Tabla 34. Valores de las tensiones del análisis estático para 120 km/h en el caso 5. Plano en extremo inferior de la mitad inferior.

ENSAYOS CON PRO/ENGINEER

- **Material:** Fe 20
- **Velocidad:** 80 km/h.
- **F_t :** 2800,35 N

Measures:	
max_beam_bending:	0.000000e+00
max_beam_tensile:	0.000000e+00
max_beam_torsion:	0.000000e+00
max_beam_total:	0.000000e+00
max_disp_mag:	3.143935e-03
max_disp_x:	1.975091e-03
max_disp_y:	-2.439251e-03
max_disp_z:	-2.203160e-04
max_prin_mag:	-1.797839e+04
max_rot_mag:	0.000000e+00
max_rot_x:	0.000000e+00
max_rot_y:	0.000000e+00
max_rot_z:	0.000000e+00
max_stress_prin:	7.664861e+03
max_stress_vm:	1.344439e+04
max_stress_xx:	-1.553456e+04
max_stress_xy:	6.592491e+03
max_stress_xz:	-2.210657e+03
max_stress_yy:	-1.506602e+04
max_stress_yz:	-1.204872e+03
max_stress_zz:	-5.541957e+03
min_stress_prin:	-1.797839e+04
strain_energy:	2.075361e+04

Figura 198. Resumen de los valores del análisis del caso 5 a 80 km/h. Plano en extremo superior de la mitad superior.

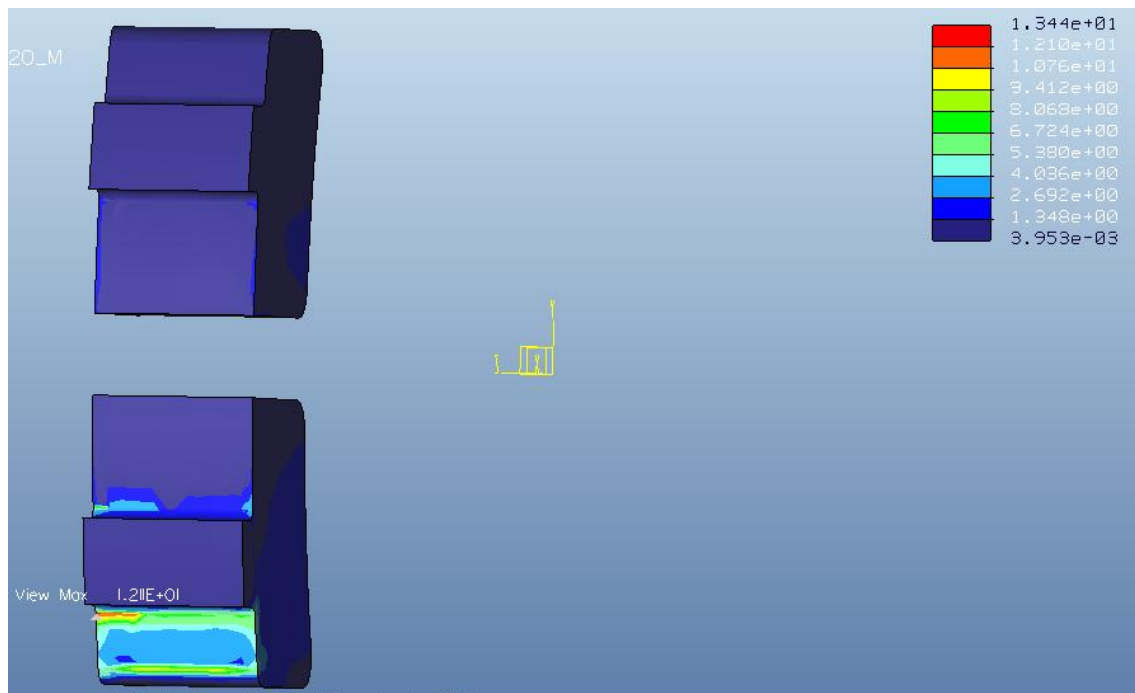


Figura 199. Visualización Stress Pro/Engineer en la zona del anclaje en el caso 5 a 80 km/h. Plano en extremo superior de la mitad superior.

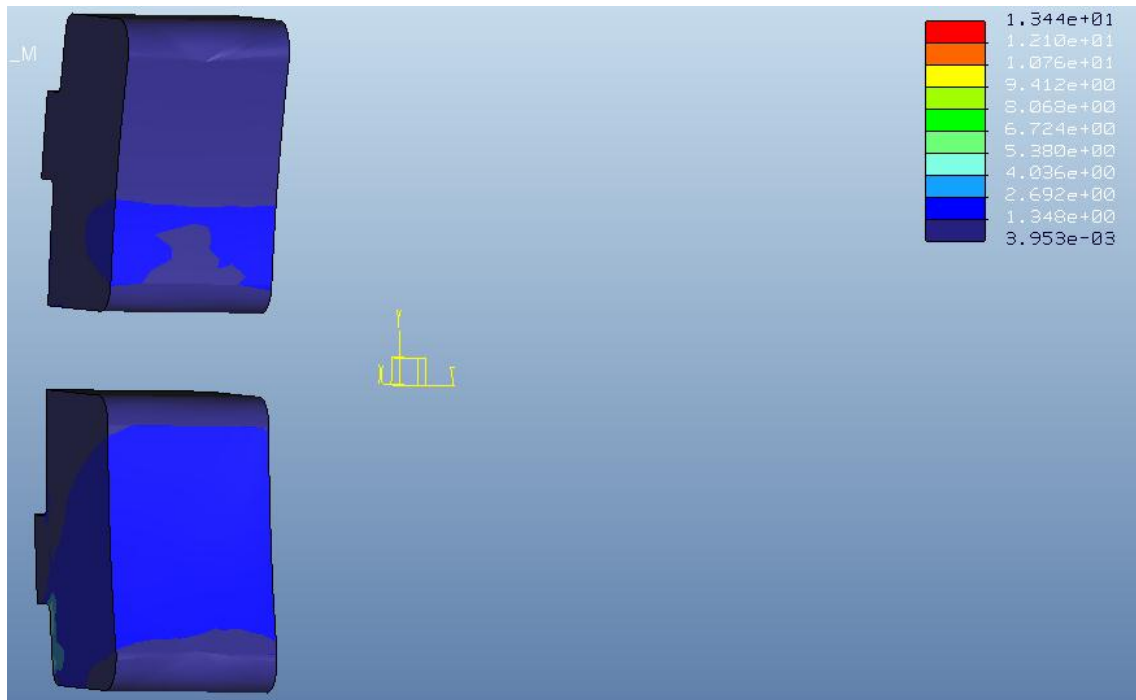


Figura 200. Visualización Stress Pro/Engineer en la zona de contacto en el caso 5 a 80 km/h. Plano en extremo superior de la mitad superior.

TENSIÓN MÁXIMA
1,211 E 01 MPa
RANGO DE TENSIONES EN LA ZONA DE CONTACTO
[3,953 E -03 – 2,692] MPa

Tabla 35. Valores de las tensiones del análisis estático para 80 km/h en el caso 5. Plano en extremo superior de la mitad superior.

Measures:	
max_beam_bending:	0.000000e+00
max_beam_tensile:	0.000000e+00
max_beam_torsion:	0.000000e+00
max_beam_total:	0.000000e+00
max_disp_mag:	3.137808e-03
max_disp_x:	1.973872e-03
max_disp_y:	-2.432341e-03
max_disp_z:	-2.203407e-04
max_prin_mag:	-1.792606e+04
max_rot_mag:	0.000000e+00
max_rot_x:	0.000000e+00
max_rot_y:	0.000000e+00
max_rot_z:	0.000000e+00
max_stress_prin:	7.647623e+03
max_stress_vm:	1.339670e+04
max_stress_xx:	-1.551060e+04
max_stress_xy:	6.579695e+03
max_stress_xz:	-2.207557e+03
max_stress_yy:	-1.502038e+04
max_stress_yz:	-1.203547e+03
max_stress_zz:	-5.529366e+03
min_stress_prin:	-1.792606e+04
strain_energy:	2.112781e+04

Figura 201. Resumen de los valores del análisis del caso 5 a 80 km/h. Plano en extremo inferior de la mitad superior.

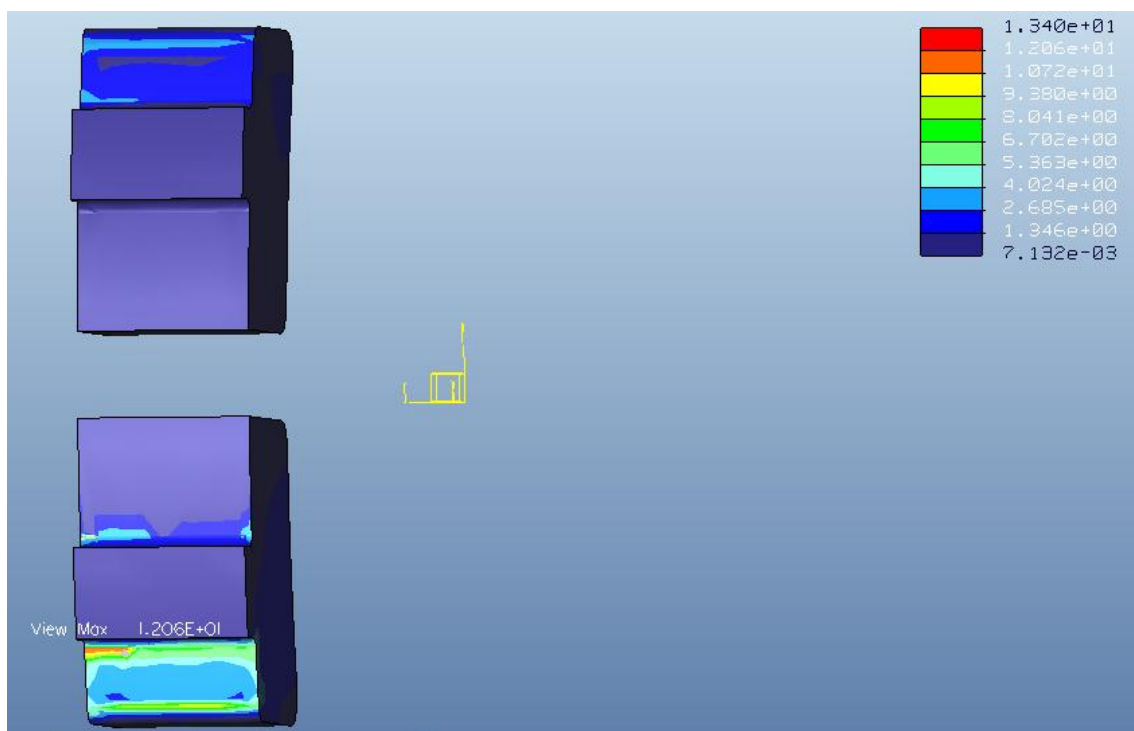


Figura 202. Visualización Stress Pro/Engineer en la zona del anclaje en el caso 5 a 80 km/h. Plano en extremo inferior de la mitad superior.

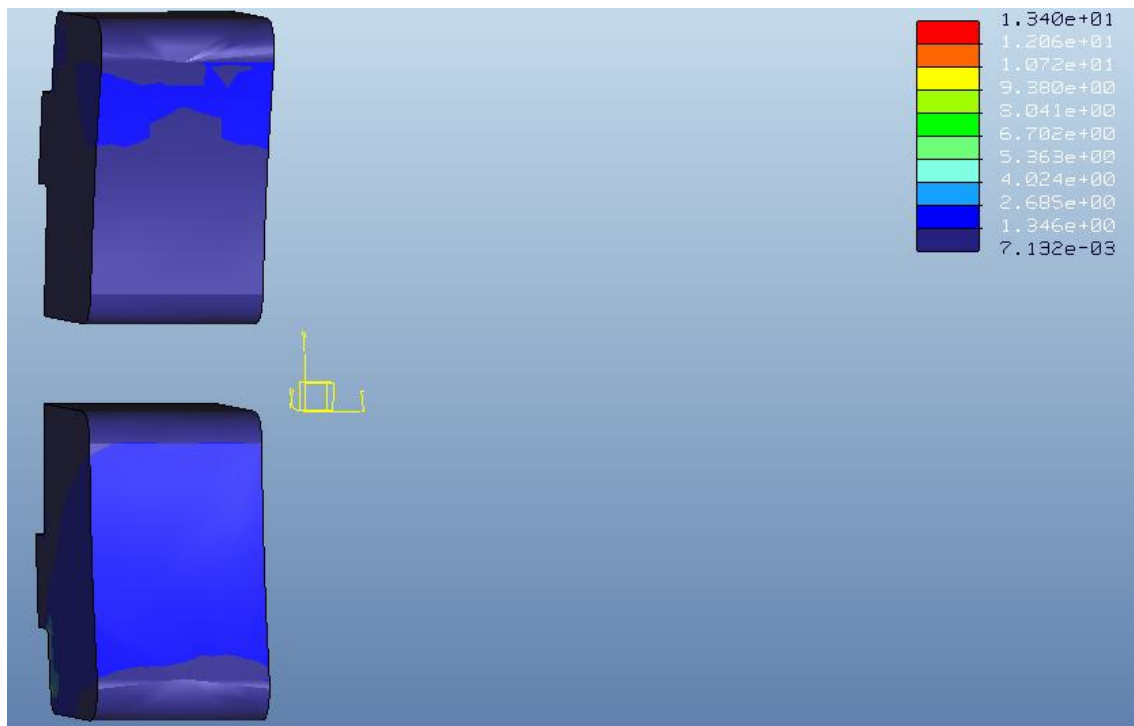


Figura 203. Visualización Stress Pro/Engineer en la zona de contacto en el caso 5 a 80 km/h. Plano en extremo inferior de la mitad superior.

TENSIÓN MÁXIMA	
1,206 E 01 MPa	
RANGO DE TENSIONES EN LA ZONA DE CONTACTO	
[7,132 E -03 – 2,685] MPa	

Tabla 36. Valores de las tensiones del análisis estático para 80 km/h en el caso 5. Plano en extremo inferior de la mitad superior.

Measures:	
max_beam_bending:	0.000000e+00
max_beam_tensile:	0.000000e+00
max_beam_torsion:	0.000000e+00
max_beam_total:	0.000000e+00
max_disp_mag:	2.803883e-03
max_disp_x:	1.738967e-03
max_disp_y:	-2.255637e-03
max_disp_z:	-2.282839e-04
max_prin_mag:	-8.428776e+03
max_rot_mag:	0.000000e+00
max_rot_x:	0.000000e+00
max_rot_y:	0.000000e+00
max_rot_z:	0.000000e+00
max_stress_prin:	1.989124e+03
max_stress_vm:	5.953694e+03
max_stress_xx:	-8.415382e+03
max_stress_xy:	-2.538159e+03
max_stress_xz:	-2.031107e+03
max_stress_yy:	-4.385991e+03
max_stress_yz:	9.134159e+02
max_stress_zz:	-3.153285e+03
min_stress_prin:	-8.428776e+03
strain_energy:	1.918920e+04

Figura 204. Resumen de los valores del análisis del caso 5 a 80 km/h. Plano en extremo superior de la mitad inferior.

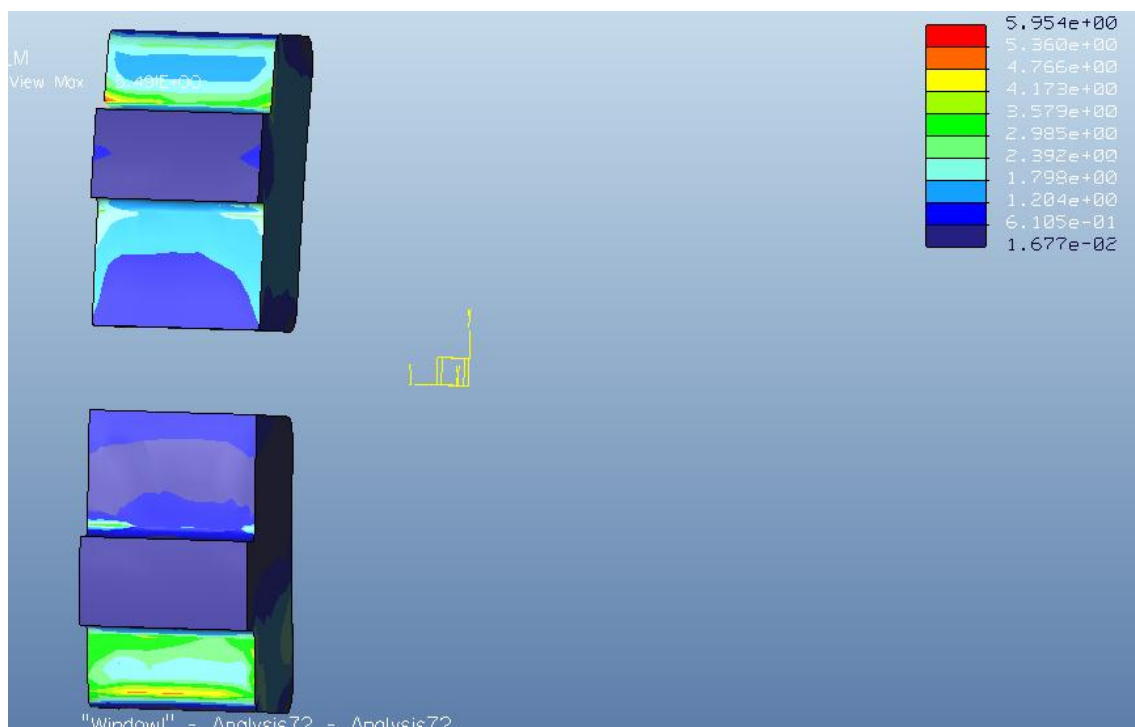


Figura 205. Visualización Stress Pro/Engineer en la zona del anclaje en el caso 5 a 80 km/h. Plano en extremo superior de la mitad inferior.

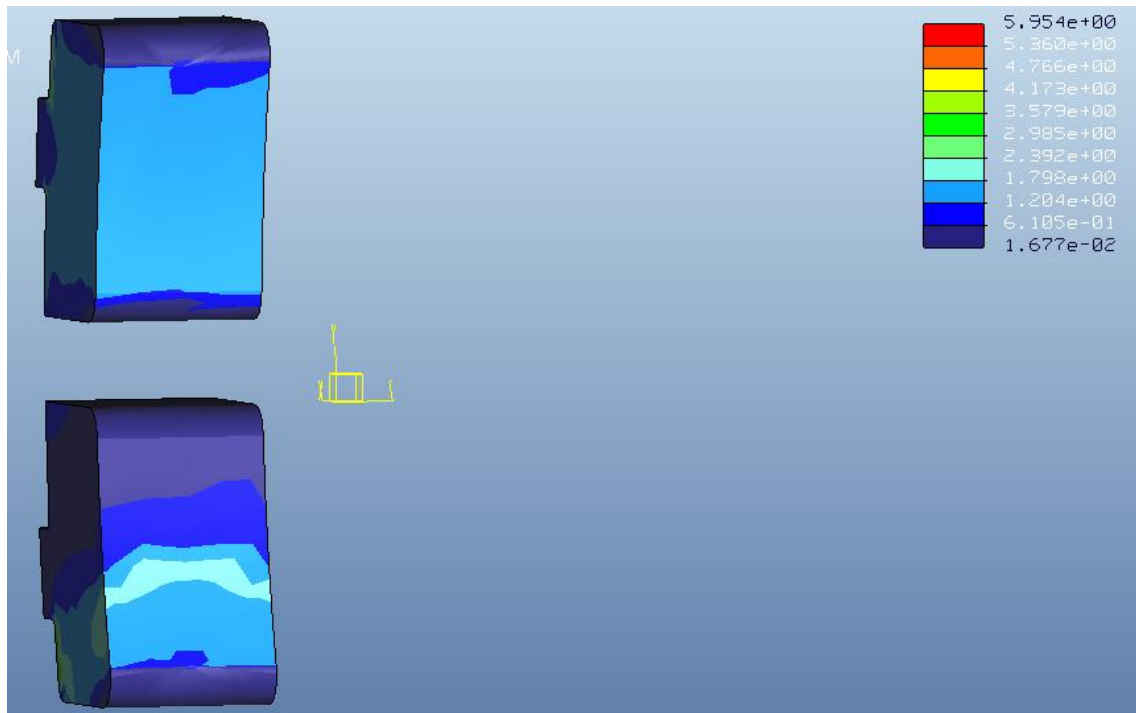


Figura 206. Visualización Stress Pro/Engineer en la zona de contacto en el caso 5 a 80 km/h. Plano en extremo superior de la mitad inferior.

TENSIÓN MÁXIMA	
5,491 MPa	
RANGO DE TENSIONES EN LA ZONA DE CONTACTO	
[1,677 E -02 – 2,392] MPa	

Tabla 37. Valores de las tensiones del análisis estático para 80 km/h en el caso 5. Plano en extremo superior de la mitad inferior.

Measures:	
max_beam_bending:	0.000000e+00
max_beam_tensile:	0.000000e+00
max_beam_torsion:	0.000000e+00
max_beam_total:	0.000000e+00
max_disp_mag:	1.758312e-03
max_disp_x:	1.737516e-03
max_disp_y:	-4.530114e-04
max_disp_z:	2.603179e-04
max_prin_mag:	-7.488654e+03
max_rot_mag:	0.000000e+00
max_rot_x:	0.000000e+00
max_rot_y:	0.000000e+00
max_rot_z:	0.000000e+00
max_stress_prin:	1.762953e+03
max_stress_vm:	5.968431e+03
max_stress_xx:	-6.323528e+03
max_stress_xy:	-2.508938e+03
max_stress_xz:	-2.037567e+03
max_stress_yy:	-2.920287e+03
max_stress_yz:	9.162931e+02
max_stress_zz:	-2.129159e+03
min_stress_prin:	-7.488654e+03
strain_energy:	1.584896e+04

Figura 207. Resumen de los valores del análisis del caso 5 a 80 km/h. Plano en extremo inferior de la mitad inferior.

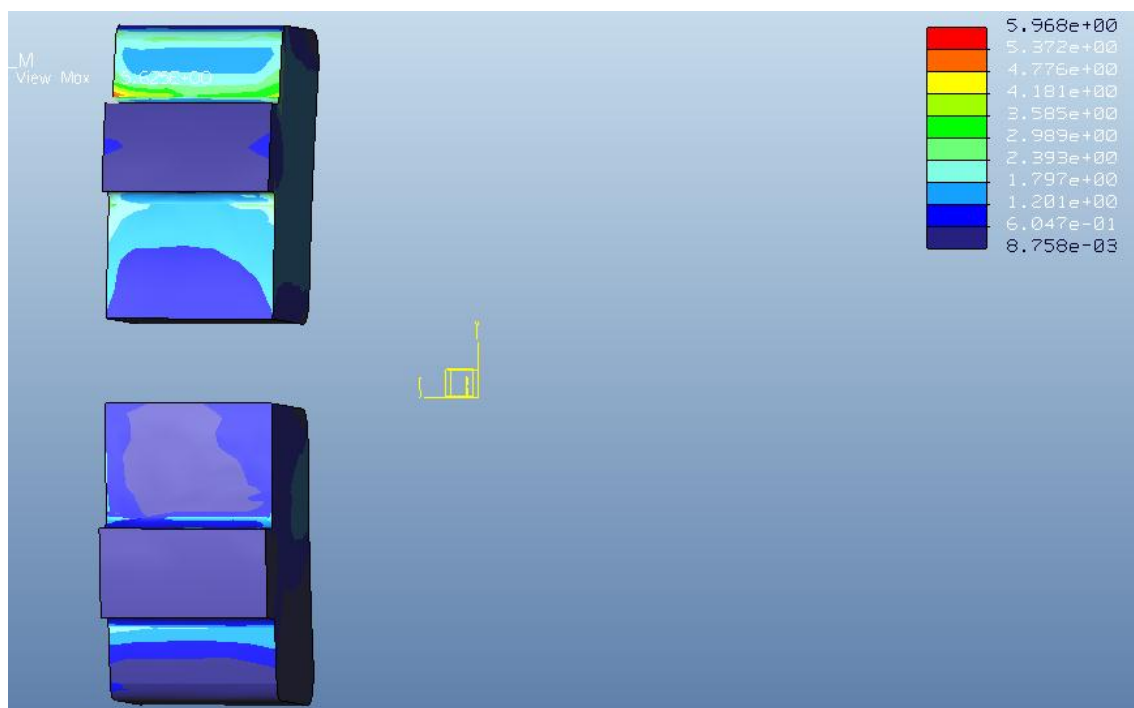


Figura 208. Visualización Stress Pro/Engineer en la zona del anclaje en el caso 5 a 80 km/h. Plano en extremo inferior de la mitad inferior.

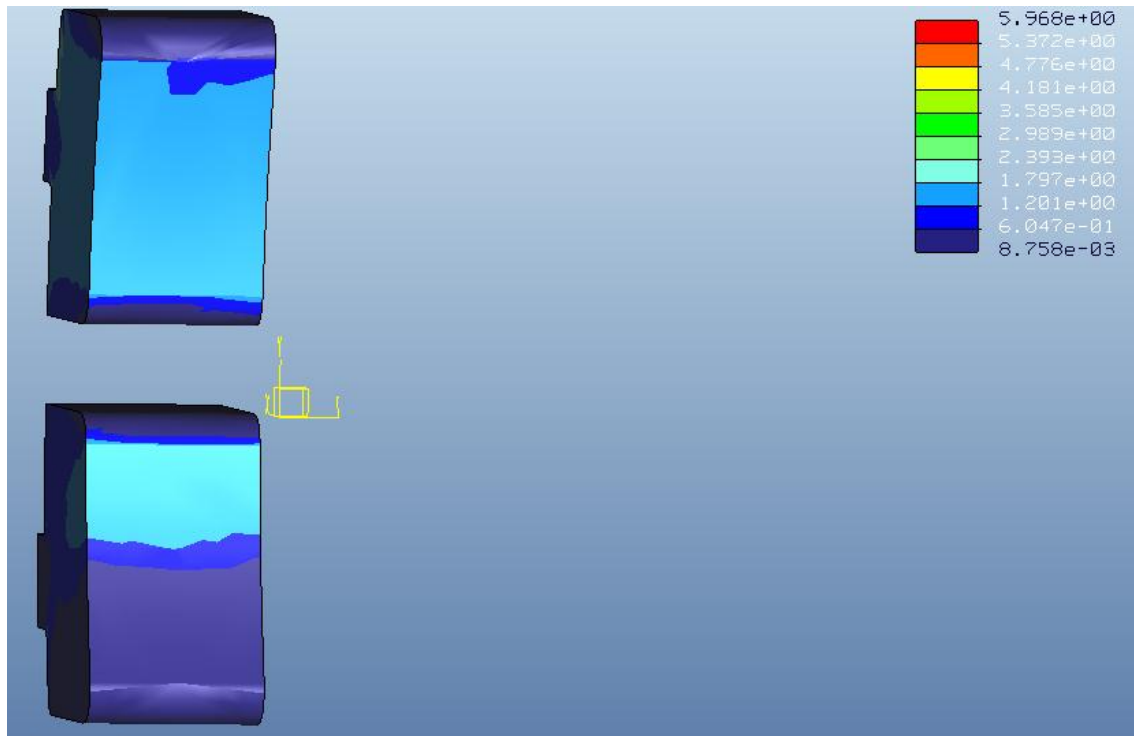


Figura 209. Visualización Stress Pro/Engineer en la zona de contacto en el caso 5 a 80 km/h. Plano en extremo inferior de la mitad inferior.

TENSIÓN MÁXIMA
5,629 MPa
RANGO DE TENSIONES EN LA ZONA DE CONTACTO
[8,758 E -03 – 1,797] MPa

Tabla 38. Valores de las tensiones del análisis estático para 80 km/h en el caso 5. Plano en extremo inferior de la mitad inferior.

ENSAYOS CON PRO/ENGINEER

- **Material:** Fe 20
- **Velocidad:** 40 km/h.
- **F_t :** 4035,15 N

Measures:

```

max_beam_bending:      0.000000e+00
max_beam_tensile:      0.000000e+00
max_beam_torsion:      0.000000e+00
max_beam_total:        0.000000e+00
max_disp_mag:          3.602980e-03
max_disp_x:            2.063245e-03
max_disp_y:            -2.947993e-03
max_disp_z:            -2.219771e-04
max_prin_mag:          -2.252148e+04
max_rot_mag:           0.000000e+00
max_rot_x:             0.000000e+00
max_rot_y:             0.000000e+00
max_rot_z:             0.000000e+00
max_stress_prin:       8.933880e+03
max_stress_vm:         1.775024e+04
max_stress_xx:         -1.543385e+04
max_stress_xy:         7.558786e+03
max_stress_xz:         -2.539238e+03
max_stress_yy:         -1.877119e+04
max_stress_yz:         -1.301136e+03
max_stress_zz:         -6.684273e+03
min_stress_prin:       -2.252148e+04
strain_energy:         2.309259e+04
  
```

Figura 210. Resumen de los valores del análisis del caso 5 a 40 km/h. Plano en extremo superior de la mitad superior.

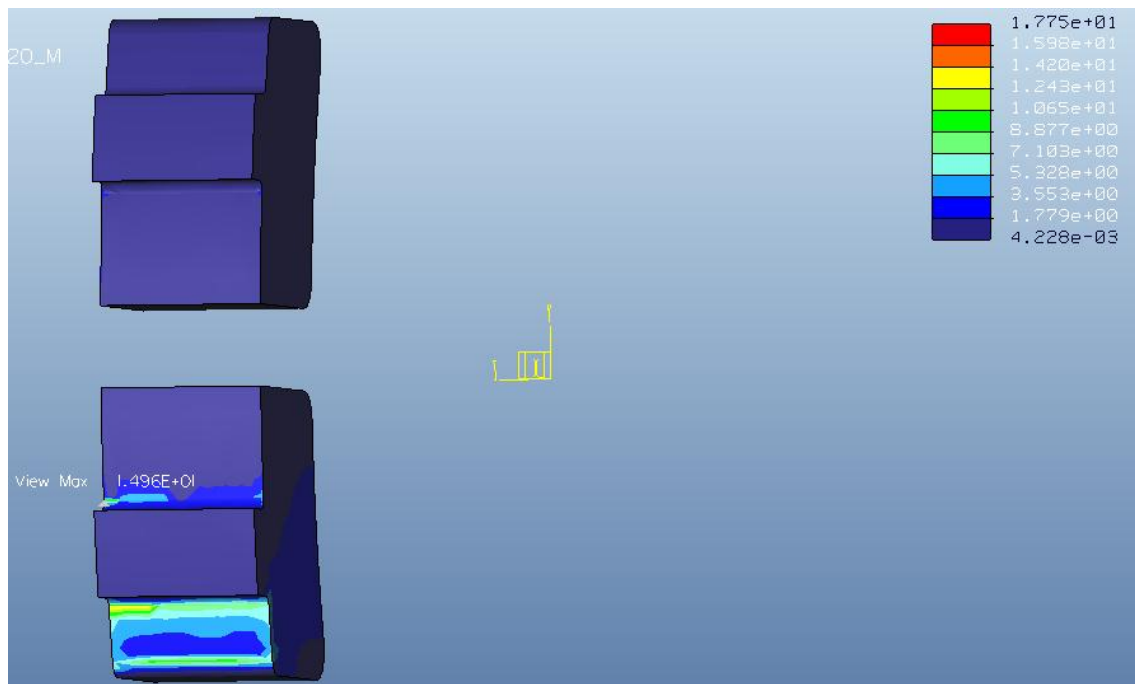


Figura 211. Visualización Stress Pro/Engineer en la zona del anclaje en el caso 5 a 40 km/h. Plano en extremo superior de la mitad superior.

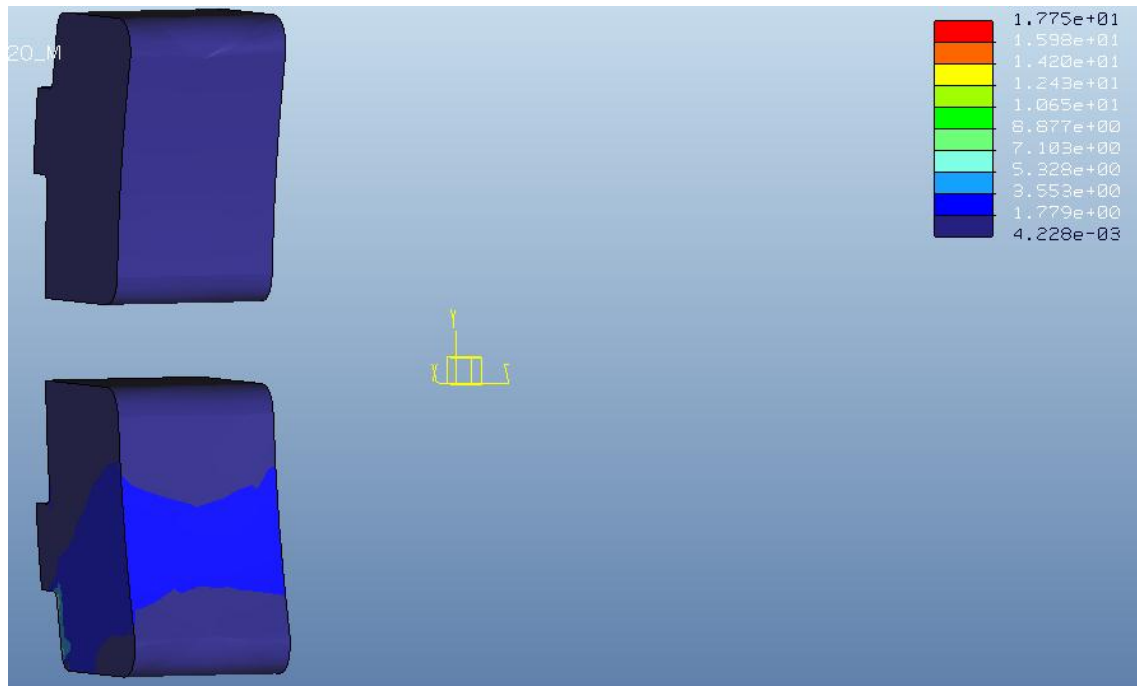


Figura 212. Visualización Stress Pro/Engineer en la zona de contacto en el caso 5 a 40 km/h. Plano en extremo superior de la mitad superior.

TENSIÓN MÁXIMA	
1,496 E 01 MPa	
RANGO DE TENSIONES EN LA ZONA DE CONTACTO	
[4,228 E -03 – 3,553] MPa	

Tabla 39. Valores de las tensiones del análisis estático para 40 km/h en el caso 5. Plano en extremo superior de la mitad superior.

Measures:	
max_beam_bending:	0.000000e+00
max_beam_tensile:	0.000000e+00
max_beam_torsion:	0.000000e+00
max_beam_total:	0.000000e+00
max_disp_mag:	3.593841e-03
max_disp_x:	2.061493e-03
max_disp_y:	-2.938048e-03
max_disp_z:	-2.266782e-04
max_prin_mag:	-2.244404e+04
max_rot_mag:	0.000000e+00
max_rot_x:	0.000000e+00
max_rot_y:	0.000000e+00
max_rot_z:	0.000000e+00
max_stress_prin:	8.909043e+03
max_stress_vm:	1.767457e+04
max_stress_xx:	-1.540307e+04
max_stress_xy:	7.540324e+03
max_stress_xz:	-2.534583e+03
max_stress_yy:	-1.870467e+04
max_stress_yz:	-1.299232e+03
max_stress_zz:	-6.665460e+03
min_stress_prin:	-2.244404e+04
strain_energy:	2.287290e+04

Figura 213. Resumen de los valores del análisis del caso 5 a 40 km/h. Plano en extremo inferior de la mitad superior.

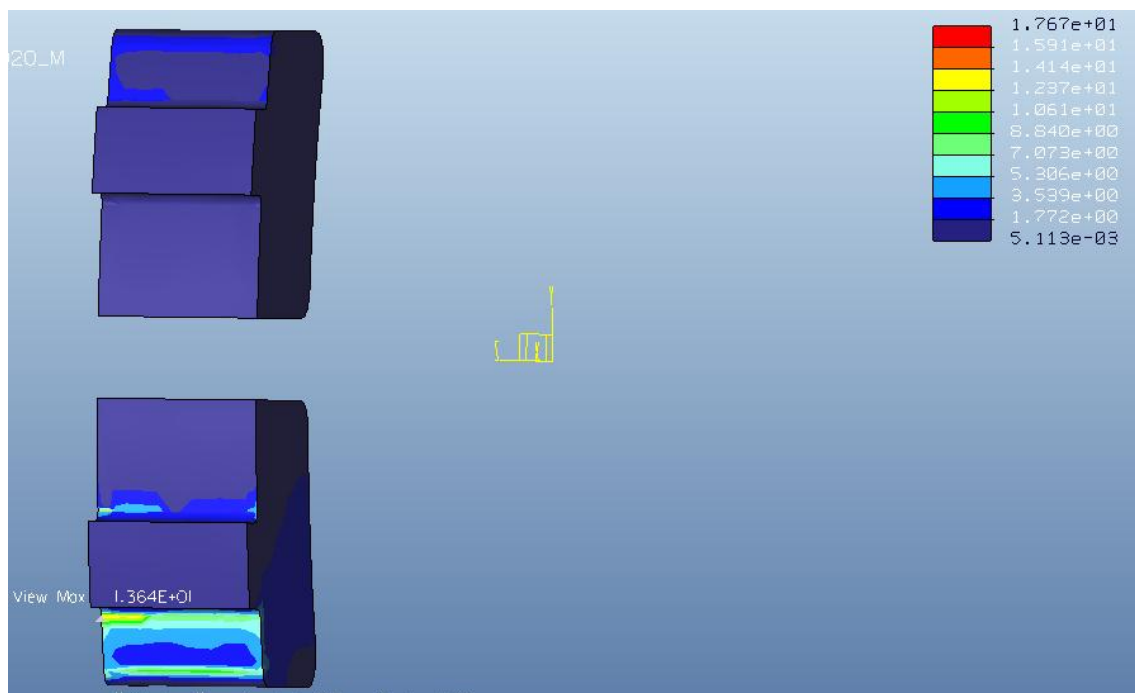


Figura 214. Visualización Stress Pro/Engineer en la zona del anclaje en el caso 5 a 40 km/h. Plano en extremo inferior de la mitad superior.

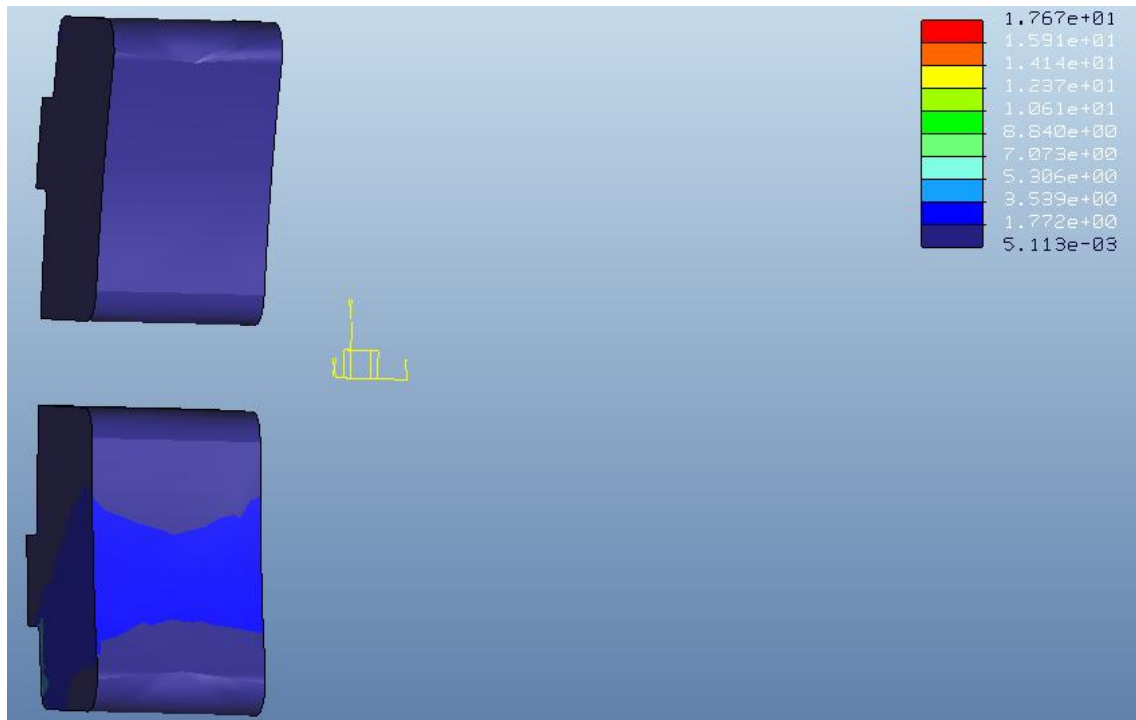


Figura 215. Visualización Stress Pro/Engineer en la zona de contacto en el caso 5 a 40 km/h. Plano en extremo inferior de la mitad superior.

TENSIÓN MÁXIMA
1,364 E 01 MPa
RANGO DE TENSIONES EN LA ZONA DE CONTACTO
[5,113 E -03 – 3,539] MPa

Tabla 40. Valores de las tensiones del análisis estático para 40 km/h en el caso 5. Plano en extremo inferior de la mitad superior.

Measures:	
max_beam_bending:	0.000000e+00
max_beam_tensile:	0.000000e+00
max_beam_torsion:	0.000000e+00
max_beam_total:	0.000000e+00
max_disp_mag:	3.075195e-03
max_disp_x:	1.794379e-03
max_disp_y:	-2.546382e-03
max_disp_z:	-2.311810e-04
max_prin_mag:	-9.056691e+03
max_rot_mag:	0.000000e+00
max_rot_x:	0.000000e+00
max_rot_y:	0.000000e+00
max_rot_z:	0.000000e+00
max_stress_prin:	4.175498e+03
max_stress_vm:	6.954018e+03
max_stress_xx:	-9.042422e+03
max_stress_xy:	2.287324e+03
max_stress_xz:	-2.147688e+03
max_stress_yy:	-4.712514e+03
max_stress_yz:	9.555310e+02
max_stress_zz:	-3.389021e+03
min_stress_prin:	-9.056691e+03
strain_energy:	2.013284e+04

Figura 216. Resumen de los valores del análisis del caso 5 a 40 km/h. Plano en extremo superior de la mitad inferior.

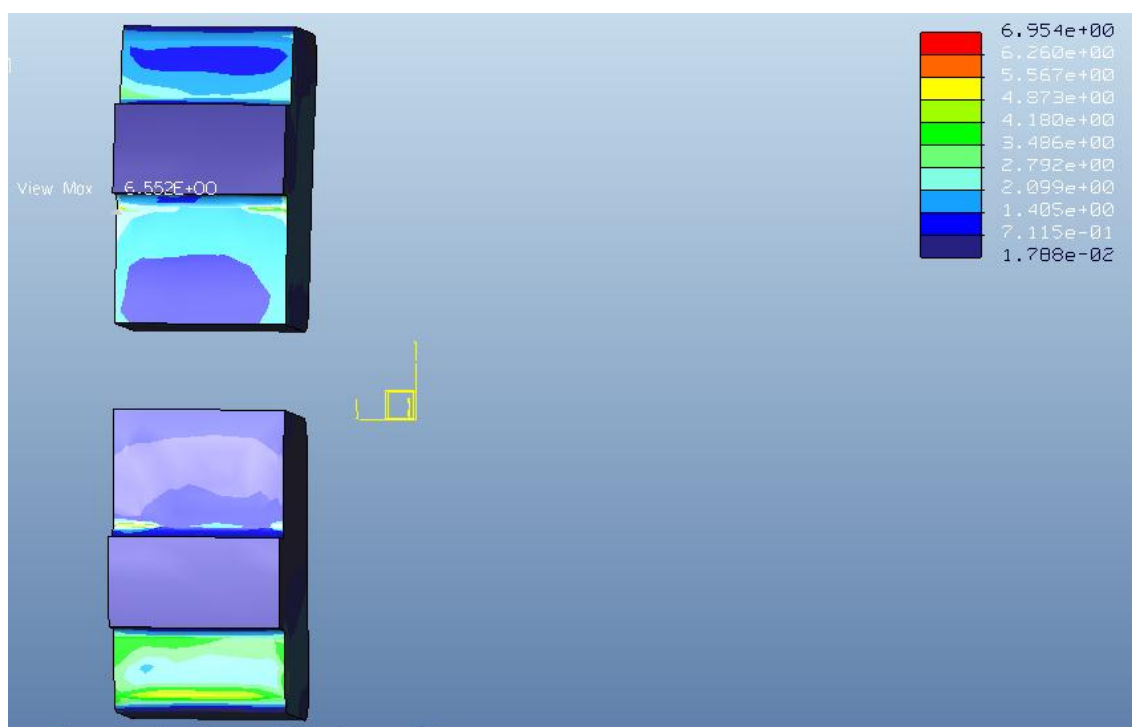


Figura 217. Visualización Stress Pro/Engineer en la zona del anclaje en el caso 5 a 40 km/h. Plano en extremo superior de la mitad inferior.

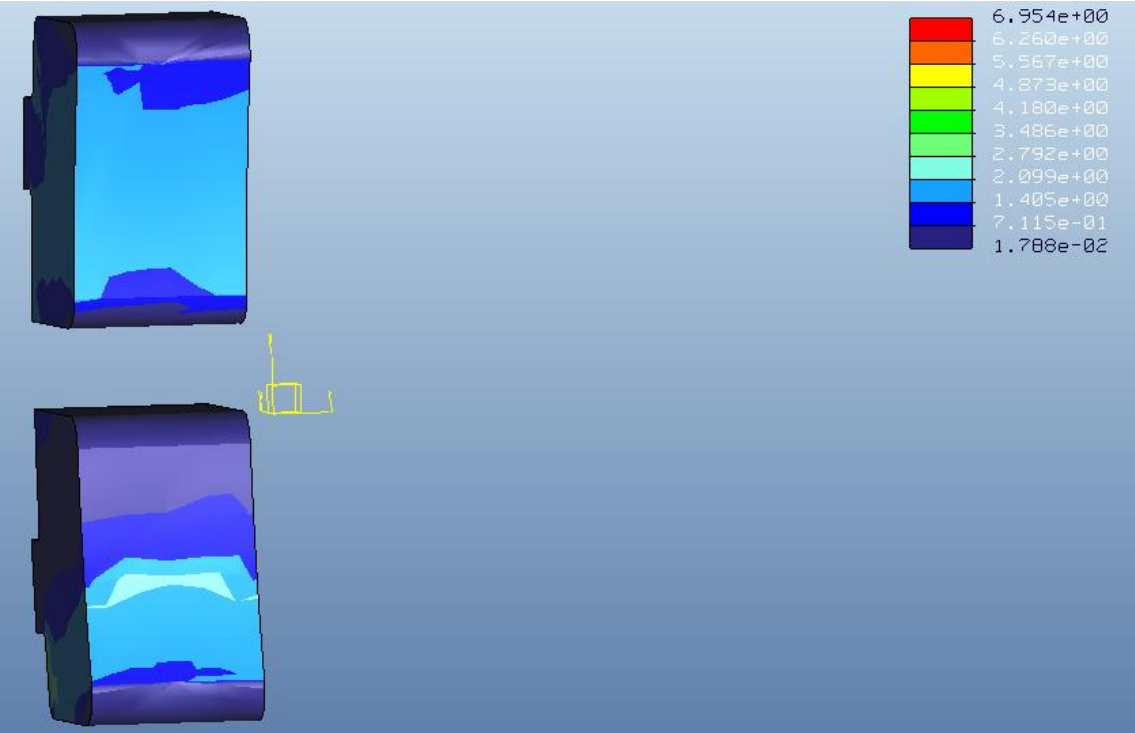


Figura 218. Visualización Stress Pro/Engineer en la zona de contacto en el caso 5 a 40 km/h. Plano en extremo superior de la mitad inferior.

TENSIÓN MÁXIMA
6,552 MPa
RANGO DE TENSIONES EN LA ZONA DE CONTACTO
[1,788 E -02 – 2,792] MPa

Tabla 41. Valores de las tensiones del análisis estático para 40 km/h en el caso 5. Plano en extremo superior de la mitad inferior.

Measures:

```

max_beam_bending:      0.000000e+00
max_beam_tensile:      0.000000e+00
max_beam_torsion:      0.000000e+00
max_beam_total:        0.000000e+00
max_disp_mag:          1.800125e-03
max_disp_x:            1.758685e-03
max_disp_y:            -6.674234e-04
max_disp_z:            2.690399e-04
max_prin_mag:          -7.838822e+03
max_rot_mag:           0.000000e+00
max_rot_x:             0.000000e+00
max_rot_y:             0.000000e+00
max_rot_z:             0.000000e+00
max_stress_prin:       4.255930e+03
max_stress_vm:         7.041842e+03
max_stress_xx:         -6.419988e+03
max_stress_xy:         1.957351e+03
max_stress_xz:         -2.164385e+03
max_stress_yy:         -3.800273e+03
max_stress_yz:         9.624686e+02
max_stress_zz:         -2.247973e+03
min_stress_prin:       -7.838822e+03
strain_energy:         1.610035e+04

```

Figura 219. Resumen de los valores del análisis del caso 5 a 40 km/h. Plano en extremo inferior de la mitad inferior.

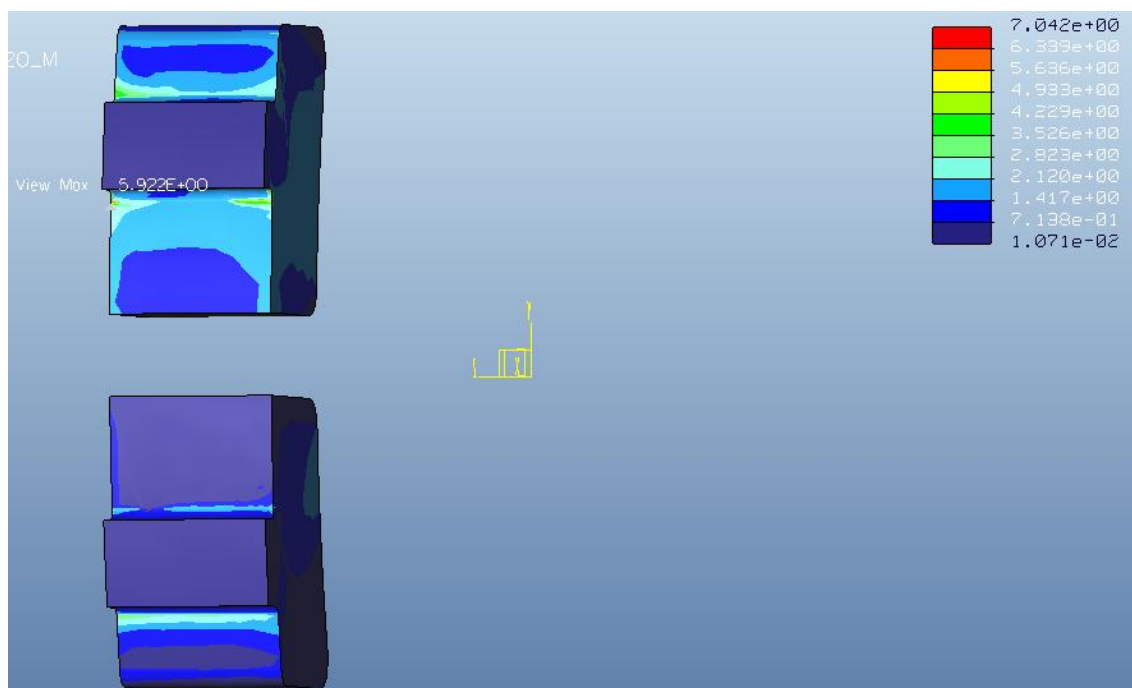


Figura 220. Visualización Stress Pro/Engineer en la zona del anclaje en el caso 5 a 40 km/h. Plano en extremo inferior de la mitad inferior.

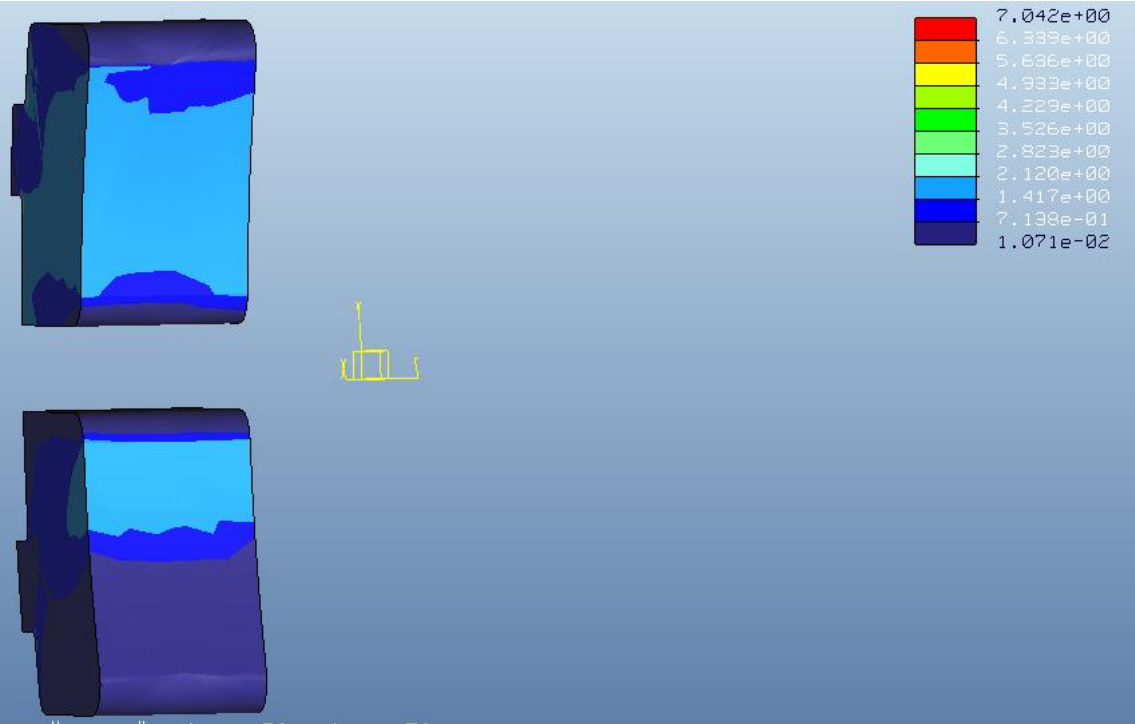


Figura 221. Visualización Stress Pro/Engineer en la zona de contacto en el caso 5 a 40 km/h. Plano en extremo inferior de la mitad inferior.

TENSIÓN MÁXIMA
5,922 MPa
RANGO DE TENSIONES EN LA ZONA DE CONTACTO
[1,071 E -02 – 2,120] MPa

Tabla 42. Valores de las tensiones del análisis estático para 40 km/h en el caso 5. Plano en extremo inferior de la mitad inferior.

Finalmente, se expone la comparativa de las tensiones que afectan al ferodo doble con las mejoras implementadas:

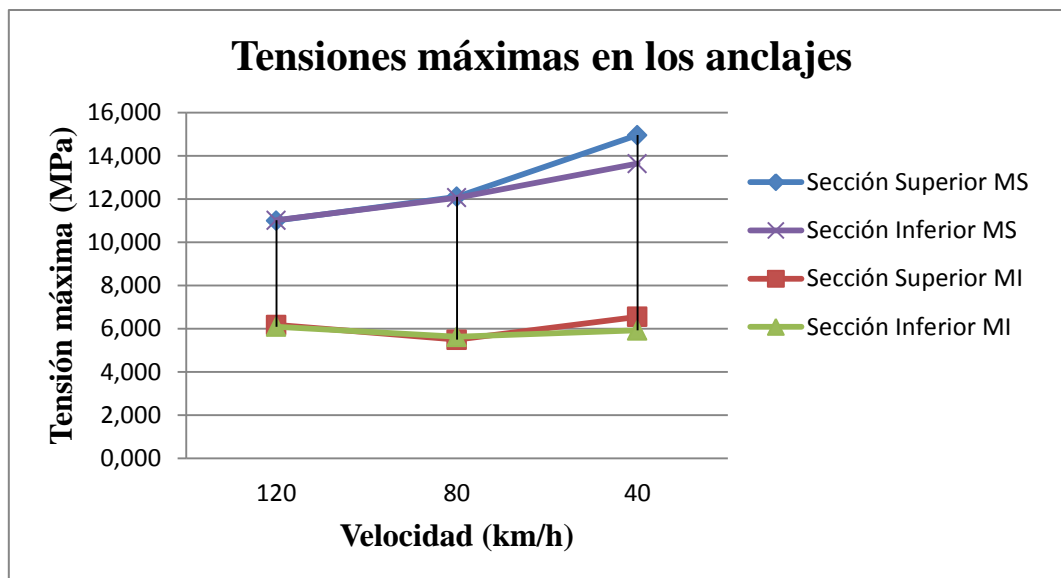


Figura 222. Tensiones máximas en los anclajes en el caso 5.

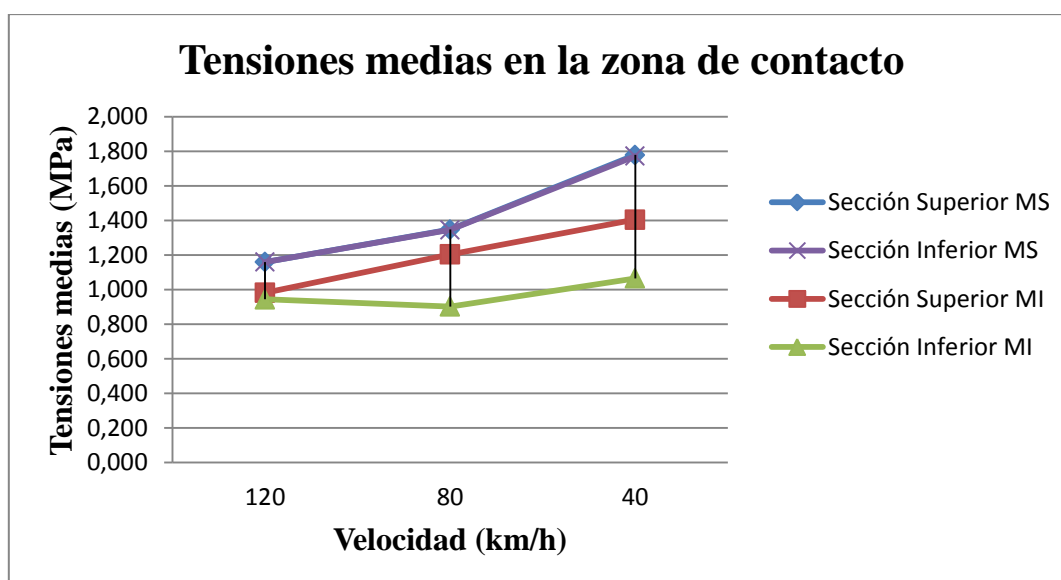


Figura 223. Tensiones medias en la zona de contacto en el caso 5.

Así pues, con las mejoras introducidas en el ferodo doble aparece una disociación evidente cuando el plano se encuentra en una de las dos mitades, siendo las tensiones mucho mayores cuando éste se encuentra en la mitad superior, puesto que se agudizan las tensiones en el anclaje de la mitad inferior. Al tener menos superficie de contacto la focalización es más intensa.

En el caso en el cual el plano de la rueda se sitúe en la mitad inferior tiene como resultado una descarga del anclaje correspondiente en favor del anclaje opuesto, ofreciendo así unos valores de tensiones menores.

En la zona de contacto, las tensiones medias se distribuyen de manera más uniforme en función de la posición del plano en la rueda, ya que cuanto más abajo se sitúe respecto de la posición del ferodo, como se ve en las figuras, el resto de la superficie de contacto no se encuentra sometida a un efecto de concentración de tensiones. Esto unido al

ENSAYOS CON PRO/ENGINEER

aumento de tensión en el anclaje superior da lugar a menores tensiones medias entre el ferodo y la rueda. En contraposición se tiene que la localización del plano en la mitad superior del ferodo doble, da lugar a zonas de focalización de tensiones en la mitad inferior del mismo. Provocando, que aunque el desgaste sea desigual, no aparezca el fenómeno de aplastamiento del borde del ferodo contra el portazapatas y la concentración de tensiones en el cambio de sección en el anclaje. Quedando de esta manera demostrada la utilidad de la mejora introducida, ya que aunque las tensiones aumenten, éstas se distribuyen de mejor manera en el anclaje.

6. CONCLUSIONES

Capítulo 6

Conclusiones.

Tras la lectura de toda la información recogida en el presente Proyecto Fin de Carrera así como de los diversos estudios y análisis realizados, consideramos que los objetivos marcados en el inicio del mismo se ven totalmente satisfechos y, de este modo, se concluye:

- En la verificación y análisis de las solicitaciones que afectan al ferodo durante el proceso de frenado mediante análisis estáticos, se ha demostrado que, a nivel global, en los casos en los que los ferodos se encuentra trabajando en las condiciones adecuadas indicadas por las Especificaciones Técnicas de Interoperabilidad (ETI), las tensiones que se generan sobre el ferodo no superan el límite elástico del material (165 MPa), por lo que podrían garantizarse condiciones de seguridad idóneas.
- En el análisis de la distribución de tensiones en los ferodos monobloque y doble según ETI, se revela que las tensiones máximas se alcanzan en el anclaje, concretamente en el cambio de sección. El anclaje que sufre dicha tensión máxima se corresponde con el situado en la última mitad del ferodo según el sentido de giro de la rueda. Lo mismo ocurre con las tensiones que sufre la superficie de contacto entre el ferodo y la rueda, las cuales se van focalizando en una zona en concreto del ferodo a medida que disminuimos la velocidad. Este fenómeno se debe a la componente tangencial del esfuerzo de frenado, la cual depende principalmente del coeficiente de rozamiento entre el ferodo y la rueda, cuyo valor es inversamente proporcional a la velocidad. Y es por esto, que observando los análisis estáticos realizados con anterioridad, se puede predecir el desgaste que sufrirá el ferodo a lo largo de la superficie de contacto. Ya que, en el proceso de la deceleración del tren de 120 a 0 km/h en una distancia de 1000m, la acumulación de calor será un agravante junto con las tensiones del desgaste no uniforme del ferodo. Esto queda reflejado en los distintos análisis estáticos realizados, ya que a 120 km/h la fricción es mayor, pero la distribución de tensiones en la zona de contacto es muy uniforme debido a que el coeficiente de rozamiento es menor. Todo lo contrario ocurre cuando, durante el frenado, las velocidades son más bajas. En este caso, la fricción es mucho menor pero la acumulación de calor en el ferodo junto con la focalización de las tensiones origina un desgaste desigual.
- Se han introducido mejoras en cada uno de los ferodos de manera exitosa, ya que se ha conseguido mejorar notablemente la distribución de tensiones tanto en

CONCLUSIONES

el anclaje como en la zona de contacto entre el ferodo y la rueda, logrando evitar concentradores de tensiones, aplicando geometrías más suavizadas. Además de aumentar el coeficiente de seguridad a cizalladura de los anclajes.

- Con respecto al caso crítico de la existencia de un plano en llanta de 60 mm (máximo permitido durante la verificación de la rueda) en el caso del ferodo monobloque, tras analizar y comparar las tres posiciones posibles del plano con respecto al ferodo, se puede decir que como era de esperar, al disminuir la superficie de contacto entre el ferodo y la rueda, la componente normal implementada como una carga de presión, aumenta de valor. Consecuentemente las solicitaciones a las que está sometido el ferodo, aumentan. Siendo la peor situación para los anclajes que el plano se sitúe en la parte superior de la superficie de contacto. Esto es debido, a la mayor focalización de las tensiones en la parte inferior del ferodo sobrecargando así el anclaje.

Respecto a las tensiones medias en la superficie de contacto, éstas aumentan y disminuyen en función de la velocidad y la posición del plano en la llanta, haciendo que para cada velocidad se pase de tensiones máximas a mínimas en instantes de tiempo muy pequeños, lo que nos hace predecir un desgaste desigual a lo largo de la superficie de contacto entre el ferodo y la rueda.

- Para el ferodo monobloque con las mejoras implementadas, en el caso que exista un plano en la llanta, sigue siendo el caso más desfavorable para los anclajes cuando el plano se encuentra en la parte superior del ferodo, sin embargo se consigue un comportamiento más regular cuando el plano se sitúa en la sección central y la sección inferior. Además, al igual que ocurre para el caso de funcionamiento regular (sin existencia de plano) las tensiones máximas en los anclajes se distribuyen de manera más uniforme, quedando de esta manera demostrada la validez de las mejoras introducidas, ya que aunque aumenten las tensiones, su mejor distribución permiten que no influya de forma tan negativa la posición del plano en la llanta durante el contacto con el ferodo.

En la zona de contacto, con las mejoras, obtenemos un comportamiento menos variable, en referencia a la situación del plano en la llanta con respecto al ferodo. Dicho esto, se concluye que el desgaste de la zona de contacto no presentará zonas especialmente afectadas.

- En el estudio del caso crítico para el ferodo doble, tenemos que las tensiones máximas en los anclajes aumentan en mayor medida que en el ferodo monobloque, debido a dos principales motivos: la constitución geométrica del ferodo doble ya que la superficie de contacto es menor, y a la reducción de dicha superficie debido al plano de la rueda. Además, los casos más desfavorables para los anclajes, ocurren cuando el plano se sitúa por encima del anclaje inferior, puesto que la mitad superior del ferodo doble presenta zonas donde las tensiones son mínimas, sobrecargando así la mitad inferior del ferodo y por tanto el anclaje.

Como se observa en las capturas de pantalla de *Pro/Engineer*, las tensiones máximas se dan, además de en el cambio de sección en la zona del anclaje, en el borde de la mitad inferior del ferodo. Esto es debido al aplastamiento que sufre

CONCLUSIONES

dicha mitad contra el portazapatas a causa de la componente tangencial del esfuerzo de frenado que empuja al ferodo en esa dirección.

Las tensiones medias de la superficie de contacto, al igual que ocurre en el ferodo doble durante su funcionamiento sin que exista plano en la llanta, se focalizan en mayor medida en la mitad inferior del ferodo, siendo más evidente cuando el plano de la rueda se encuentra por encima del anclaje inferior, ya que se produce un efecto de transferencia de tensiones de la mitad superior hacia la inferior, lo cual significaría un desgaste más pronunciado en dicha mitad. Sin embargo, estas tensiones medias no fluctúan prácticamente durante la deceleración, a excepción de a la velocidad de 40 km/h. Todo lo contrario que ocurría en el ferodo monobloque, donde los saltos en los valores de tensiones medias dependían más de la velocidad y la posición del plano.

- Al igual que se ha hecho con el ferodo monobloque, también se ha estudiado el caso crítico de la presencia de un plano en la llanta para el ferodo doble con las mejoras implementadas, observando como el aumento de espesor de los anclajes junto con el radio de acuerdo en el cambio de sección, provoca que la tensión máxima en la zona del anclaje se distribuya a lo largo de una superficie mayor. Para el caso en el que el plano se sitúa en la mitad superior del ferodo, se da un efecto de sobrecarga en el anclaje inferior, tal y como ocurre en el resto de los casos analizados. Por el contrario, cuando el plano se encuentra en la mitad inferior del ferodo, los valores de tensión máxima disminuyen notablemente, haciendo que los anclajes, en concreto el inferior, se libere de parte de dicha tensión.

Como se puede apreciar en las capturas de pantalla de *Pro/Engineer*, en referencia a las tensiones medias en la zona de contacto; el plano en la rueda afecta en mayor medida a este ferodo que sin la optimización del diseño, sin embargo, dichas mejoras evitan la concentración de tensiones en el cambio de sección del anclaje y el efecto de aplastamiento.

- Mediante los análisis estáticos realizados en los distintos ferodos objeto de nuestros estudios, se ha pretendido determinar como varían las tensiones a lo largo de la superficie de contacto entre el ferodo y la rueda para poder predecir qué zonas son susceptibles de un mayor desgaste. Para ello sólo hemos tenido en cuenta la componente normal y tangencial del esfuerzo de frenado, siendo la primera de ellas dependiente de la superficie de contacto para cada tipo de ferodo y la segunda de la velocidad, que como hemos explicado ya, su valor aumenta en función de la deceleración del tren. Por tanto, se obtienen mayores tensiones a velocidades más bajas, lo cual no quiere decir que el ferodo se desgaste más a velocidades bajas que a velocidades altas, puesto que no hemos tenido en cuenta la fricción entre ambos materiales, es decir, sin contar con la transformación de la energía cinética del tren en calor. No obstante, estos estudios suponen un punto de partida imprescindible para determinar un modelo de desgaste ajustado a la realidad

CONCLUSIONES

Finalizado el desarrollo de este proyecto, se considera que los objetivos por los cuales se inició han sido cubiertos.

7. TRABAJOS FUTUROS

Capítulo 7

Trabajos futuros.

En este análisis de los ferodos doble y monobloque, quedan abiertos una serie de estudios que no han sido objeto de este proyecto y que se proponen contemplar como desarrollo futuro del mismo:

- En el proyecto, únicamente se ha considerado la carga que es directamente aplicada por el uso normal en el proceso de frenado, a excepción de un caso crítico que ocurre cuando se encuentra un plano en la rueda. Por tanto, queda abierto a estudio el análisis de posibles defectos del material del ferodo y su influencia durante la deceleración del tren.
- Realizar un estudio térmico detallado de la distribución de temperaturas que se dan debido a las condiciones ambientales y a la fricción del ferodo con la rueda. Así como su influencia en el desgaste y las tensiones que aparecen en el ferodo. Siendo objeto principal de ello, la búsqueda de una temperatura de saturación a partir de la cual el material del ferodo cambia sus propiedades y como influye dichos cambios en el frenado.
- Implementar mediante elementos finitos las condiciones de desgaste y evaluar nuevamente los puntos anteriores, viendo como el desgaste influye en la distribución de tensiones, puesto que la superficie de contacto se verá modificada.

8. PRESUPUESTO DETALLADO

Capítulo 8

Presupuesto detallado

Se describirán de manera específica el precio de cada una de las partes que componen el proyecto.

Equipo informático.

Para la realización de este proyecto resulta imprescindible un potente equipo informático que permita la realización de las labores de diseño y análisis con el software descrito, ya que el presente proyecto conlleva la realización y modelaje de piezas 3D de cierta complejidad.

Equipo Informático			
<i>Ítem</i>	<i>Unidad/Cantidad</i>	<i>Coste unitario</i>	<i>Coste total</i>
Ordenador personal: Acer Aspire 5745 G: <ul style="list-style-type: none"> • Intel Core i5 -450 M Processor (2.4 GHz, 3 MB L3 cache). • NVIDIA GeForce GT 330M up to 2651MB TurboCache. • 15.6" 16:9 HD LED LCD. • GB DDR3 memory. • 500 GB HDD. • Periféricos 	x2	849,99€	1699,98€
Dispositivo almacenamiento masivo de 8 GB.	x1	30,17€	30,17€
Disco duro externo Western Digital 300 GB.	x1	83,90€	83,90€

Tabla 43. Presupuesto del equipo informático.

PRESUPUESTO DETALLADO

Software informático.

Para el modelado y análisis de las piezas objeto de este proyecto, se hace uso de los siguientes programas informáticos, con sus respectivas licencias de uso.

Software Informático			
<i>Ítem</i>	<i>Unidad/Cantidad</i>	<i>Coste unitario</i>	<i>Coste total</i>
Microsoft Office Professional 2010.	499€(2años)/30 días	1,08€*	64,80€* ²
SolidEdge v19.	9800€(1año)/3 días	42,40€*	254,40€* ²
Pro/Engineer.	12015€ (1año)/10días	52,01€*	1040,20€* ²

Tabla 44. Presupuesto del software informático.

Honorarios de los proyectistas.

En este apartado viene reflejado el trabajo de los ingenieros técnicos, que son los encargados de realizar el informe del proyecto así como las pruebas de análisis y diseño de las piezas.

Honorarios			
<i>Ítem</i>	<i>Unidad/Cantidad</i>	<i>Coste unitario</i>	<i>Coste total</i>
Estudio Técnico (Ingenieros Técnicos).	56 horas/2 ingenieros	35€/h	1960€
Pruebas de análisis y diseño.	80 horas/2 ingenieros	35€/h	2800€

Tabla 45. Presupuesto de los honorarios de los proyectistas.

PRESUPUESTO DETALLADO

Coste total del proyecto.

Concepto	Precio
Equipo informático	1814,05 €
Software informático	1359,40 €
Honorarios	4760 €
TOTAL	7933,45 €

Tabla 46. Coste total del proyecto.

Tras el desglose presupuestario, el coste total de realización del proyecto es de SIETE MIL NOVECIENTOS TREINTA Y TRES EUROS CON CUARENTA Y CINCO CÉNTIMOS (7933,45 €).

I.V.A. No incluido.

* Coste unitario calculado en base a amortización en 231 días laborables.

*² Coste total calculado en base a dos proyectistas.

9. REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Capítulo 9

Referencias Bibliográficas.*

- [1]. Álvarez, D., y Luque, P.: “Ingeniería e Infraestructura de los Transportes: Ferrocarriles”, / Universidad de Oviedo, 2003.
- [2]. Apuntes de Diseño Asistido por Computador (DAC) / Departamento de Ingeniería Mecánica, Curso 2006/2007.
- [3]. BOLETÍN OFICIAL DEL ESTADO. 15 de agosto de 2009. III Otras disposiciones. *Resolución de 10 de julio de 2009, de la Dirección General de Infraestructuras Ferroviarias, por la que se aprueba la «Especificación Técnica de Homologación de Material Rodante Ferroviario: Unidades Autopropulsadas»*. Páginas de la 70443 a 70537.
- [4]. Connors, P.: “Air Brakes”, / <http://www.railroad.net/>, [2011].
- [5]. DIARIO OFICIAL DE LA UNIÓN EUROPEA. 8 de diciembre de 2006 Especificaciones Técnicas de Interoperabilidad (ETI). Páginas de la 1 a 344.
- [6]. González, F.J., y Fuentes, J.: “Ingeniería Ferroviaria”, / Universidad Nacional de Educación a distancia, Madrid, 2006.
- [7]. Gutiérrez, R., Lambás, J., Pascual, E., y Vázquez, T.: “Solid Edge v19. Guía de Referencia. Diseño Gráfico”, / Universidad Politécnica de Madrid, Curso 2005/2006.
- [8]. <http://www.asme.org/> [2011].
- [9]. <http://epp.eurostat.ec.europa.eu/portal/page/portal/eurostat/home/> [2011].
- [10]. <http://www.ptc.com/product/ptc-university/elearning-libraries> [2011].
- [11]. http://www.fundicionesderoda.com/EQUIVALENCIAS_ESPECIFICACIO.pdf [2011].
- [12]. <http://www.railjournal.com/> [2011]
- [13]. McDowell, B.: “Train Breaking Glossary” / <http://www.railway-technical.com/brake1.shtml>, [2011].
- [14]. ORDEN DE FOM/233/2006. 8 de febrero de 2006. I Disposiciones Generales. Páginas de la 4759 a 4772.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [15]. San Román, J.L., Muñoz, B., Boada, B.L., y Quesada, A.: “Apuntes de Diseño de Máquinas” / Departamento de Ingeniería Mecánica, Universidad Carlos III de Madrid, Curso 2009/2010.
- [16]. Zamora, A.: “Estudio Mecánico Avanzado de un Eje de Ferrocarril”. / Proyecto Final de Carrera, Universidad Carlos III de Madrid, 2010.

* Las referencias han sido numeradas por orden alfabético.

10. PLANOS

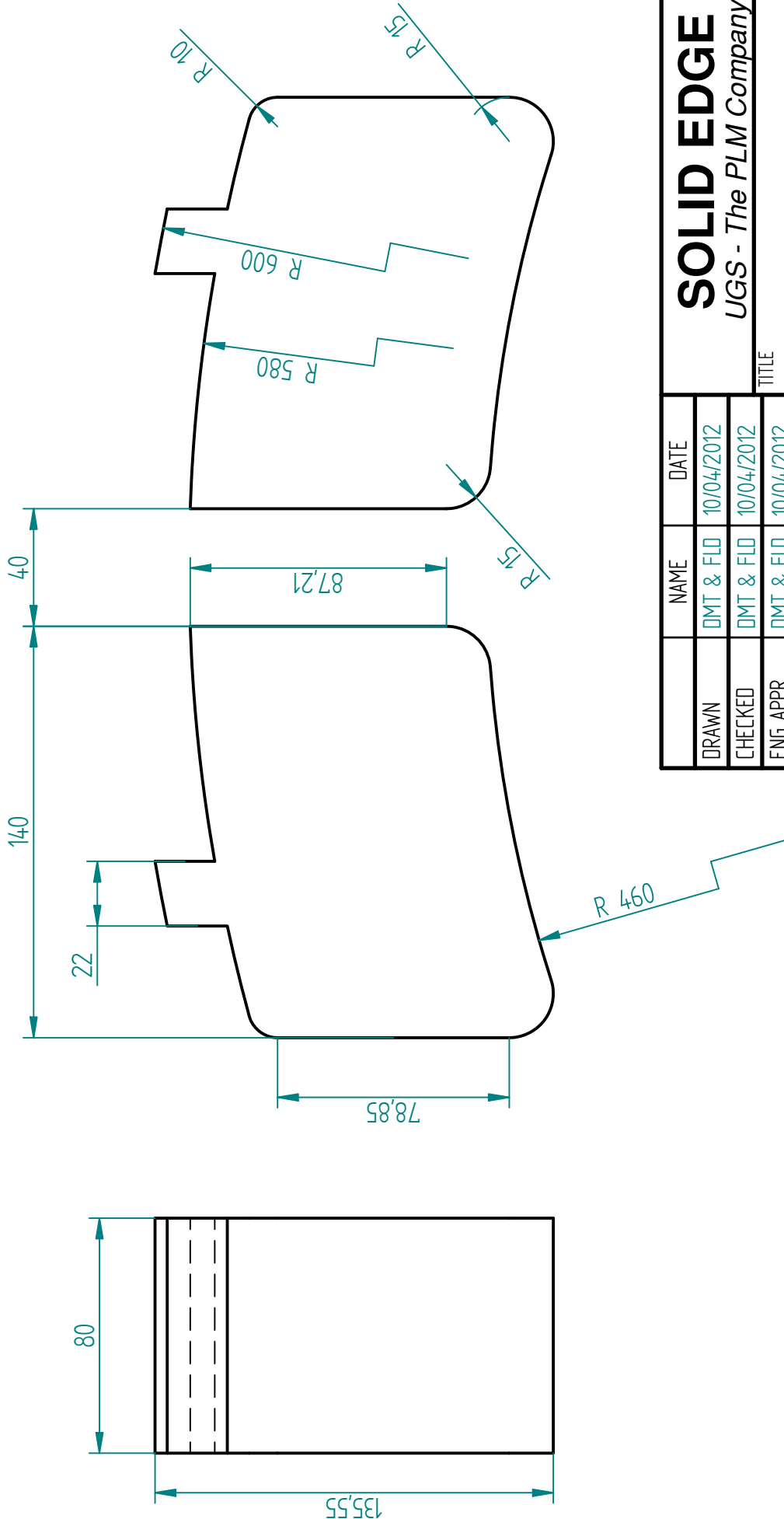
PLANOS

Capítulo 10

Planos

REVISION HISTORY

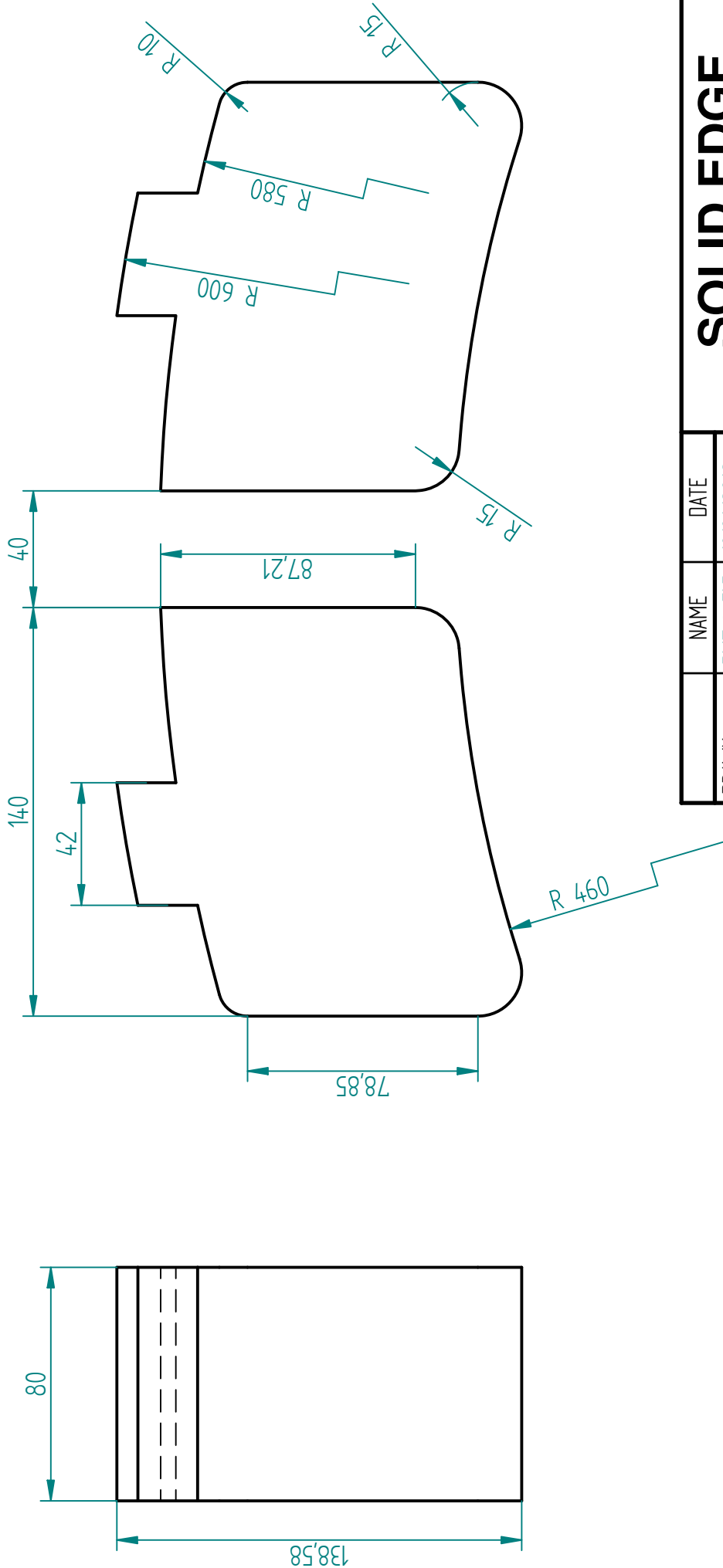
REV	DESCRIPTION	DATE	APPROVED
A		10/04/2012	10/04/2012



SOLID EDGE		UGS - The PLM Company	
DRAWN		DMT & FLD	10/04/2012
CHECKED		DMT & FLD	10/04/2012
ENG APPR		DMT & FLD	10/04/2012
MGR APPR			
UNLESS OTHERWISE SPECIFIED DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS ANGLES ±X.X° 2 PL ±XXX 3 PL ±X.XXX			
TITLE		Ferodo doble conforme ETI 920	
SIZE		DWG NO	REV
A4		PFC-0002	A
SCALE:		WEIGHT:	SHEET 1 OF 1

REVISION HISTORY

REV	DESCRIPTION	DATE	APPROVED
A		10/04/2012	10/04/2012



SOLID EDGE		UGS - The PLM Company	
DRAWN		DMT & FLD	10/04/2012
CHECKED		DMT & FLD	10/04/2012
ENG APPR		DMT & FLD	10/04/2012
MGR APPR			
UNLESS OTHERWISE SPECIFIED DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS ANGLES ±X.X° 2 PL ±XXX 3 PL ±X.XXX			
TITLE		Ferodo doble conforme ETI 920 Mayor Enganche	
SIZE		DWG NO	REV
A4		PFC-0004	A
SCALE:		WEIGHT:	SHEET 1 OF 1

